

Analyse der Kaltverschweißung von Metallseilen für die Verwendung in Weltraumroboterhänden

Viktor Langofer



| | | | |
|---|-------------------|------------------------------|----------|
| Institut für Robotik und Mechatronik | | BJ.: 2017 | |
| | | IB.Nr.: DLR-IB-RM-OP-2017-54 | |
| <div>MASTERARBEIT</div> <div>ANALYSE DER KALTVERSCHWEIßUNG VON METALLSEILEN FÜR DIE VERWENDUNG IN WELTRAUMROBOTHERHÄNDEN</div> <div><div><div>Freigabe:</div><div>Der Bearbeiter:</div><div>Unterschriften</div></div><div><div>Viktor Langofer</div><div>Betreuer:</div><div>Werner Friedl</div><div>Der Institutsdirektor</div><div>Dr. Alin Albu-Schäffer</div></div><div><div></div><div></div><div></div><div></div><div></div></div></div> <div>Dieser Bericht enthält 91 Seiten, 73 Abbildungen und 7 Tabellen</div> | | | |
| Ort: Oberpfaffenhofen | Datum: 30.03.2017 | Bearbeiter: Viktor Langofer | Zeichen: |

Erklärung

Hiermit erkläre ich, dass ich die vorliegende Masterarbeit selbständig und ohne unerlaubte, fremde Hilfe angefertigt habe. Textabschnitte oder Bilder, denen fremde Quellen zugrunde liegen, enthalten Hinweise und sind im Literaturverzeichnis kenntlich gemacht.

Oberpfaffenhofen, 30.03.2017

Ort, Datum, Unterschrift

Vorwort

Diese Arbeit entstand während meiner Tätigkeit im Institut für Robotik und Mechatronik des Deutschen Zentrums für Luft- und Raumfahrt in Oberpfaffenhofen. Ich durfte in dieser Zeit vieles Lernen und mich immer auf konstruktive Unterstützung verlassen. Deshalb möchte ich mich bei all meinen Kolleginnen und Kollegen, die mir in dieser Zeit mit Rat und Tat ausgeholfen haben, herzlich bedanken.

Umso mehr möchte ich meinen Dank ausdrücken an:

Meine Eltern für ihre aufrichtige und unermüdliche Unterstützung in all meinen Lebenslagen, sowie der Glaube an mich, alle Aufgaben des Lebens bewältigen zu können.

Herrn M. Sc. Dani Bechev für seine Unterstützung und seinen Drang mich immer wieder anzutreiben in meiner Zeit als sein Hilfswissenschaftler, Bachelorand und Masterand.

Herrn Dipl.-Ing. Werner Friedl für die anregenden Diskussionen und Verbesserungsvorschläge zur Bewältigung dieser Arbeit.

Herrn Prof. Dr.-Ing. Bernd Sauer für die Möglichkeit eine außeruniversitäre Abschlussarbeit zu bearbeiten.

Meinen Studienfreunden für die kameradschaftliche Reise des Studiums. Axios.

Abstract

In order to support astronauts in their tasks safely and reliably in future, robotic systems have to be developed which are robust and enduring in human hostile environments such as space. In addition, these should serve as universal tools. In nature, the human hand is seen as one of the most universal tools by coping with the most diverse grasping operations. However, man is not created for the harsh environment of space and must therefore be enabled by suitable systems to survive in such surroundings or to explore them without being there. One of these solutions is the Spacehand of the DLR. The Spacehand, like the human hand, should serve as a universal tendon-driven tool for the astronauts, which will telemanipulate it. In order to ensure the functionality of the Spacehand, this study examines the behavior of steel ropes with regard to cold welding effects. For this purpose, first a testbed is set up inside a thermal vacuum chamber. The test cases, which will be driven, are intended to provide information if cold welding exists in steel ropes and the severity of it. After completion of all required tests, the results are evaluated and a subsequent discussion will be held on the suitability of steel ropes for use in space robotic hands during long-term missions.

Zusammenfassung

Um in Zukunft Astronauten bei ihren Aufgaben sicher und zuverlässig zu unterstützen, müssen Robotersysteme entwickelt werden, die in menschenfeindlichen Umgebungen, wie dem Weltraum, robust und ausdauernd sind. Zudem sollten diese als universelle Werkzeuge dienen. In der Natur zeichnet sich die menschliche Hand durch Bewältigung verschiedenster Greifoperationen als eines der universellsten Werkzeuge aus. Der Mensch ist jedoch nicht für die raue Umgebung des Weltalls geschaffen und muss deshalb durch geeignete Systeme dazu befähigt werden in solchen Umgebung zu überleben oder diese zu erkunden, ohne wirklich vor Ort zu sein. Eine dieser Lösungen wird mit der Spacehand des DLR vorangetrieben. Die Spacehand soll wie die menschliche Hand als universelles seilbetriebenes Werkzeug für die Astronauten dienen und durch diese telemanipuliert werden. Um die Funktionalität der Spacehand zu gewährleisten, wird in dieser Arbeit untersucht, wie sich die Aktuierung durch Stahlseile in Hinblick von Kaltverschweißungseffekten verhält. Hierzu wird in einer Thermalvakuumkammer zunächst ein Prüfstand aufgebaut und verschiedene Szenarien untersucht. Die Prüfzenarien sollen darüber Aufschluss geben, ob und in welcher Stärke sich Kaltverschweißungen an den Stahlseilen zeigen. Nach Beendigung der Testreihen erfolgen eine Bewertung der Ergebnisse und eine anschließende Diskussion über die Eignung von Stahlseilen zur Verwendung in Weltraumroboterhänden bei Langzeitmissionen.

Inhaltsverzeichnis

| | |
|---|-----------|
| 1. Einleitung | 1 |
| 1.1 Zielsetzung | 1 |
| 2. Stand der Technik | 2 |
| 2.1 Spacehand/Dexhand | 2 |
| 2.2 Kaltverschweißung | 3 |
| 2.2.1 Fehlfunktion aufgrund von Kaltverschweißung | 3 |
| 2.2.2 Kaltverschweißungsprüfstände | 4 |
| 2.3 Seile | 5 |
| 2.3.1 Längsbezogene Anpresskraft zwischen Seil und Rolle | 6 |
| 2.3.2 Reibungsbiegesteifigkeit | 7 |
| 2.3.3 Seilprüfstände | 9 |
| 3. Prüfstand zur Untersuchung von Kaltverschweißung | 12 |
| 3.1 Auswahl eines Konzeptes | 12 |
| 3.1.1 Konzept 1 | 13 |
| 3.1.2 Konzept 2 | 14 |
| 3.1.3 Konzept 3 | 15 |
| 3.1.4 Auswahl | 16 |
| 3.2 Konzeptbeschreibung | 16 |
| 3.2.1 Mechanik | 17 |
| 3.2.2 Kinematik | 21 |
| 3.2.3 Elektronik | 28 |
| 3.2.4 Aktuatorik | 28 |
| 3.2.5 Sensorik | 30 |
| 3.2.6 Software | 33 |
| 4. Experimentelle Untersuchung der Kaltverschweißung | 38 |
| 4.1 Vorbereitung | 38 |
| 4.1.1 Prüfstandskonfiguration | 39 |
| 4.1.2 Prüfseile | 39 |
| 4.1.3 Seilrollen | 40 |
| 4.2 Inbetriebnahme des Prüfstands | 41 |
| 4.3 Versuchsdurchführung | 44 |

| | | |
|-----------|---|-----------|
| 4.4 | Ergebnisse..... | 46 |
| 4.4.1 | Szenario 1..... | 46 |
| 4.4.2 | Szenario 2..... | 54 |
| 4.5 | Identifizierte Schadensbilder | 60 |
| 4.6 | Diskussion | 67 |
| 4.7 | Bewertung..... | 70 |
| 5. | Zusammenfassung und Ausblick | 71 |
| 6. | Anhang..... | 73 |
| 6.1 | Herleitungen | 73 |
| 6.2 | Systemparameter | 75 |
| 6.3 | PTP-Trajektorienberechnung..... | 75 |
| 7. | Literaturverzeichnis | 77 |

Abkürzungsverzeichnis

| | |
|------------|---|
| APA | Amplified Piezo Actuators |
| DLR | Deutsches Zentrum für Luft- und Raumfahrt |
| DMS | Dehnmessstreifen |
| EVA | Extra Vehicular Activities |
| GEO | Geostationärer Orbit |
| HD | Harmonic-Drive |
| PTP | Point To Point |

Formelzeichen

| Zeichen | Bedeutung | Einheit |
|----------------------|--|----------------|
| a_0 | Regressionskoeffizient | - |
| a_1 | Regressionskoeffizient | - |
| a_p | Piezoschwingungsamplitude | μm |
| a_{max} | Maximal zulässige Beschleunigung | m/s^2 |
| a | Achsabstand von Seilrolle 1 und 2 | mm |
| d | Seildurchmesser | mm |
| D | Seilrollendurchmesser | mm |
| $(EI)_0$ | Initialbiegesteifigkeit | Nmm^2 |
| $(EI)_R$ | Reibungsbiegesteifigkeit | Nmm^2 |
| (EI) | Gesamtbiegesteifigkeit | Nmm^2 |
| $(EI)_{min}$ | Gesamtbiegesteifigkeit eines Seils im vollständig verschobenen Zustand | Nmm^2 |
| $(EI)_{max}$ | Gesamtbiegesteifigkeit eines Seils im unverschobenen Zustand | Nmm^2 |
| $f(\varphi)$ | Geometrische Funktion des Umschlingungswinkels α_1 | rad |
| $f(\varphi, \gamma)$ | Geometrische Funktion des Umschlingungswinkels α_2 | rad |
| f_p | Piezoschwingfrequenz | Hz |
| F_{pre} | Seilvorspannung | N |
| $F_{load}(t)$ | Zeitabhängige Seillast | N |
| F_0 | Blockierkraft Piezoaktuator | N |
| F_{soll} | Führungsgröße Seilzugkraft | N |
| F_{ist} | Aktuelle Seilzugkraft | N |

| Zeichen | Bedeutung | Einheit |
|------------------|--|------------|
| F | Wirkende Vorspannkraft auf den Piezoaktuator | N |
| K | Steifigkeit Piezoaktuator | N/ μ m |
| ΔL | Anfangsauslenkung Piezoaktuator durch Vorspannung F | mm |
| n_{cyl} | Anzahl der Gesamtzyklen | - |
| N | Kraftfaktor Piezoaktuator | N/V |
| r_1 | Seilrollenradius 1 | mm |
| r_2 | Seilrollenradius 2 | mm |
| r_j | Seilrollenradius j | Mm |
| R | Abstand Kreismittelpunkt des Stellrads zu Antriebsrolle/Gegenrolle | mm |
| s_i | Seilweg des i ten Zyklus | mm |
| $\Delta s_{i,j}$ | Seilwegdifferenz zwischen Zyklus i und j | mm |
| ΔS | Seilzugkraftverlust | N |
| $\Delta S_{i,j}$ | Seilzugkraftverlust zwischen Zyklus i und j | N |
| S_i | Spitzenzugkraft des i ten Zyklus | N |
| S | Seilzugkraft | N |
| t_0 | Anfangszeit | s |
| t_a, t_v, t_e | Beschleunigungs-, Fahrt-, Bremszeit | s |
| \vec{t}_j | Aufgehender (erster) Tangentialpunkt von Seilrolle j | (mm, mm) |
| \vec{t}'_j | Abgehender (zweiter) Tangentialpunkt von Seilrolle j | (mm, mm) |
| ΔU | Auslenkung Piezoaktuator | μ m |
| v_{max} | Maximal zulässige Geschwindigkeit | m/s |
| $V_{sin}(t)$ | Sinusoidale Ausgangsspannung Piezotreiber | V |

| Zeichen | Bedeutung | Einheit |
|--------------------------------------|---|----------------|
| $\hat{V}_{sin}(t)$ | Sinusoidale Eingangsspannung Piezotreiber | V |
| V | Benötigte Spannungsamplitude Piezoaktuator | V |
| (x_0, y_0) | Zentrumskoordinaten Antriebsrolle | (mm, mm) |
| (x_1, y_1) | Zentrumskoordinaten Seilrolle 1 | (mm, mm) |
| (x_2, y_2) | Zentrumskoordinaten Seilrolle 2 | (mm, mm) |
| (x_j, y_j) | Zentrumskoordinaten Seilrolle j | (mm, mm) |
| (x_3, y_3) | Zentrumskoordinaten Gegenrolle | (mm, mm) |
| (x_p, y_p) | Schnittpunktkoordinaten Piezoaktuator | (mm, mm) |
| (x_R, y_R) | Zentrumskoordinaten Schneckenrad/Stellrad | (mm, mm) |
| α_1 | Umschlingungswinkel Seilrolle 1 | rad |
| α_2 | Umschlingungswinkel Seilrolle 2 | rad |
| α_j | Umschlingungswinkel Seilrolle j | rad |
| $\beta_{0,i}$ | Regressionskoeffizient | N |
| $\beta_{1,i}$ | Regressionskoeffizient/Ersatzsteifigkeit | N/mm |
| γ | Gegenrollenwinkel | rad |
| δ | Steigungswinkel der Wirkrichtungsgerade des Piezoaktuators | rad |
| ϵ | Piezowinkel/Winkel zwischen y-Achse und Wirkrichtung des Piezoaktuators | rad |
| θ_j | Stützwinkel Seilrolle j | rad |
| $\theta_{soll}, \dot{\theta}_{soll}$ | Führungsgrößen Motorwinkel und -geschwindigkeit | rad, rad/s |
| $\theta_{ist}, \dot{\theta}_{ist}$ | Aktueller Motorwinkel und -geschwindigkeit | rad, rad/s |
| θ_{ziel} | Motorendposition für PTP-Steuerung | rad |
| κ_a | Grenzkrümmung Bereich I | 1/mm |

| Zeichen | Bedeutung | Einheit |
|----------------|---|----------------|
| κ_e | Grenzkrümmung Bereich II | 1/mm |
| κ | Seilkrümmung | 1/mm |
| μ | Reibungskoeffizient | - |
| Σ | Selektionsparameter der Regelung | - |
| φ | Stell-/Schneckenradwinkel | rad |
| φ_0 | Fester Geometriewinkel zwischen Seilrolle 1 und 2 | rad |
| χ | Äquivalenzwinkel | rad |

1. Einleitung

Roboter können in Zukunft Astronauten bei ihrer gefährlichen Arbeit im Weltraum unterstützen, indem der Astronaut den Roboter telemanipuliert. Beginnend von der Hand des Astronauten bis hin zur Roboterhand bildet Letztere eine direkte Interaktion mit der Umgebung. Eine Tatsache die es zum gefährdetsten Glied in der Operationskette macht. Eine robuste und zuverlässige Roboterhand muss deshalb optimal an die Bedingungen des Weltraums angepasst werden. Im DLR wurde die Weltraumhand Dexhand entwickelt, diese benutzt Kunststoffseile, um die Kraft der Motoren auf die Finger zu übertragen. Das verwendete Dyneemaseil wurde ausgewählt, da es kein Problem mit Kaltverschweißung hat und deutlich robust gegenüber kleinen Umlenkradien ist. Auch sind die maximalen Zugkräfte fast zweimal so hoch wie bei einem vergleichbaren Stahlseil. Die Vorteile werden aber durch das starke Kriechen des Seils unter Last, sowie erhöhter Temperatur zunichte gemacht. Für die Nachfolgerhand Spacehand wurde eine Lösung basierend auf einem anderen Kunststoffseil Zylon und optimierten Reibungsverhältnissen gefunden.

Neben der bereits gefundenen Lösung sollten dennoch alternative Wege erforscht werden um seilbetriebene Systeme, wie die Spacehand, optimal im Weltraum betreiben zu können. Einer dieser alternativen Wege wird mit vorliegender Arbeit erstmals untersucht und beinhaltet die Untersuchung des Potentials von Metallseilen für die Verwendung im Weltraum.

1.1 Zielsetzung

Basierend auf dem Design der Spacehand soll ein applikationsspezifischer Prüfstand aufgebaut werden, der in einer Thermalvakuumkammer Rückschlüsse auf die Kaltverschweißung von Metallseilen und in Kontakt mit Umlenkrollen liefert. Hierbei soll das Verhalten der Kontaktpartner unter verschiedenen Faktoren, wie der Legierung von Seil und Umlenkrollen, dem Durchmesser der Umlenkrollen und verschiedenen Belastungsszenarien untersucht werden. Das übergeordnete Ziel bildet hierbei die Erkenntnis darüber, ob und inwiefern sich Stahlseile für den Einsatz in seilbetriebenen Systemen wie der Spacehand eignen und bei der Entwicklung zukünftiger Systeme berücksichtigt werden können. Die Aufgaben untergliedern sich demnach wie folgt:

- Literaturrecherche zur Kaltverschweißung, insbesondere dem Prüfstandsaufbau zur Ermittlung der Verschweißungsphänomene
- Entwicklung und Konstruktion eines Prüfstands zur Integration in eine bestehende Thermalvakuumkammer
- Entwicklung und Implementierung einer Prüfstandssoftware
- Durchführung der erforderlichen Experimente und Auswertung der Messdaten
- Analyse der Versuchsergebnisse und Dokumentation der Masterarbeit

2. Stand der Technik

2.1 Spacehand/Dexhand

Die Spacehand [Cha15] ist die Weiterentwicklung der Dexhand [Cha11] die für Extra Vehicular Activities (EVA) zum Einsatz in erdnaheer Umlaufbahn entwickelt wurde. Das Design der Dexhand wurde dabei bestimmt durch die Anforderungen im Greifen verschiedener EVA-Werkzeuge. Das Ziel zur Weiterentwicklung von der Dexhand zur Spacehand besteht in einem mehrjährigen Einsatz innerhalb des geostationären Orbits und ist zugleich der Anstoß des Themas dieser Arbeit. Sie soll hierbei als universelles Werkzeug während GEO-Missionen dienen. Die Hand besteht aus vier Fingern mit jeweils vier Freiheitsgraden, wobei die letzten beiden miteinander gekoppelt sind, sodass sich ein gesamter Freiheitsgrad von 12 ergibt [Cha15].

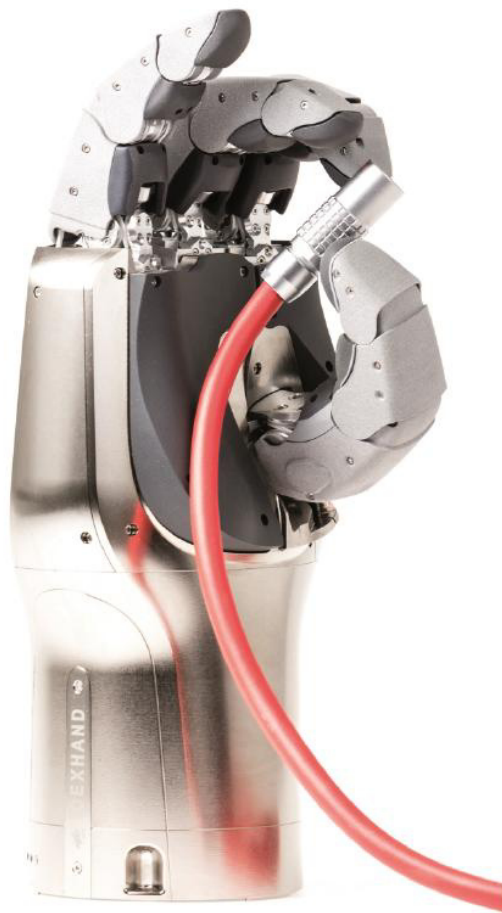


Abbildung 2.1: Dexhand mit vier Fingern zur Bewältigung unterschiedlicher Operationen[Cha11]

Angetrieben werden die Gelenke der Finger durch Seiltriebe, die die Gelenkrollen mit den Motoren koppeln und einer Fingerspitzenkraft von 30 N erlauben. Um die Robustheit und die Abschirmung zu erhöhen, wird auf jegliche Elektronik in den Extremitäten, also den Fingern, verzichtet. Ausgenommen davon sind Dehnungsmessstreifen, Temperatursensoren und eine notwendige Heizung. Darüber hinaus wurden ausführliche Tests zum Langzeitverhalten der

Seile, dem meist kritischen Element des Systems, durchgeführt. Diese beinhalteten Strahlungs-, Stress- und Kriechprüfungen unter Vakuum und simulierten Belastungen. So wurde statt des ursprünglich genutzten Dyneemaseils ein neues Material Zylon [Toy05] ausgewählt, um insbesondere das starke Kriechen (Verlust von Vorspannung) bei Langzeitmissionen zu mindern [Cha11] [Cha15]. Bei Zylon handelt es sich um ein goldfarbenes Kunststoffseil mit einem Elastizitätsmodul von 270000 N/mm^2 ; höher als Stahl und Aramidfasern. Zudem ist die Zugfestigkeit zweimal so hoch wie bei Aramidfasern und nur sehr schwer entflammbar. Anwendung findet Zylon in Höhenballons [SDG06], Schutzausrüstung und Motorsport [For11]. So besteht beispielsweise das gesamte Cockpit eines Rennwagens aus einer speziellen Zylonverkleidung um im Falle eines Unfalls das Eindringen von Fremdkörpern zu verhindern [For07]. Seit 2011 sind zudem die Oberseiten der Visiere der Fahrerhelme zusätzlich durch Zylon verstärkt [For11]. Nachteile der Faser sind ein noch geringes Kriechverhalten unter Langzeitlast, sowie Degenerierung unter ultravioletten Strahlung in oxidhaltiger Umgebung. Da Ersteres kein zu unterschätzender Effekt darstellt hinsichtlich der Anwendung Spacehand, werden auch Metallseile in Betracht gezogen. Jedoch besteht bei Metallseilen wiederum die Gefahr von Kaltverschweißung. Eine Gefahr die bei Kunststoffseilen wie Zylon und Dyneema nicht vorhanden ist.

2.2 Kaltverschweißung

2.2.1 Fehlfunktion aufgrund von Kaltverschweißung

Kaltverschweißung entsteht, wenn vorwiegend metallische Werkstücke miteinander in Berührung kommen. Entweder unter hohem Druckeinfluss oder Luftabschluss, also einem Vakuum ab 10^{-3} mbar [Mer09]. In der Raumfahrt werden vermehrt Leichtmetalle verwendet, da diese viele Vorteile speziell für die Luft- und Raumfahrt mit sich bringen.

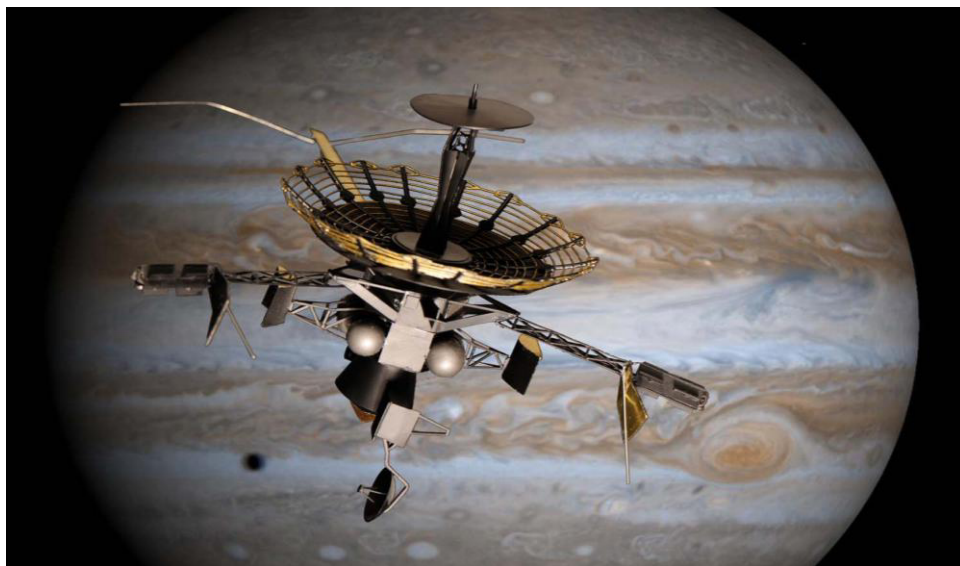


Abbildung 2.2: Illustration der Galileo Raumsonde mit voll ausgebreiteter Antenne [KR13]

Jedoch neigen Leichtmetalle dazu hochgradig adhäsionsanfällig zu sein, sodass es ohne entsprechende Legierung zu Fehlfunktionen oder einem Ausfall von Teilsystemen aufgrund der

Kaltverschweißung kommen kann. Innerhalb der Erdatmosphäre stellt dies kein Problem dar, da sich die natürliche Schutzschicht solcher Metalle immer wieder herstellt. Im luftleeren Raum des Weltalls jedoch ist die natürliche Schutzschicht der Leichtmetalle bei einem ersten Kontakt irreversibel zerstört [Mer09]. Ist die Schutzschicht erst mal abgetragen so reiben die Atome des Grundmaterials einander und binden sich. Die Bindungsenergie ist zu diesem Zeitpunkt so hoch, dass sich die Bauteile nicht mehr zerstörungsfrei von einander lösen lassen. Es besteht somit keine klare Trennung mehr zwischen zwei Körpern [FLS70]. Merstallinger [Mer09] definiert drei Kontaktarten, die mit aufsteigender Folge zu einer schwerwiegenderen Kaltverschweißung führen können. Die Erste ist der statische Kontakt zwischen zwei Körpern, die Zweite besteht im Stoß eines Körpers mit einem Anderen und die Dritte beschreibt das Fressen zweier Kontaktpartner aufgrund von Mikrobewegungen. Durch Experimente hat sich gezeigt das insbesondere die letzte Kontaktart Effekte hervorbringt, die ähnlich dem Fügen durch Schweißen von zwei Werkstücken sind. Ein Beispiel für den Ausfall eines derartigen Systems stellt die Raumsonde Galileo (1991) in Abbildung 2.2 der NASA dar. Ihre ausfahrbare Parabolantenne wurde zum Transport geschlossen und fixiert. Es hat sich gezeigt, dass sich die Rippen der Antenne durch Vibrationen beim Transport miteinander verschweißt haben. Es führte dazu, dass die Antenne nicht mehr vollständig ausgebreitet werden konnte [Mer07].

2.2.2 Kaltverschweißungsprüfstände

Zur Untersuchung von Kaltverschweißung unterschiedlicher Stoffpaarung hat bereits Merstallinger et al. [Mer09] eigene Apparaturen (Abbildung 2.3) und Methodiken zur Ermittlung der entstehenden Adhäsionskräfte zwischen zwei Kontaktpartnern entwickelt.

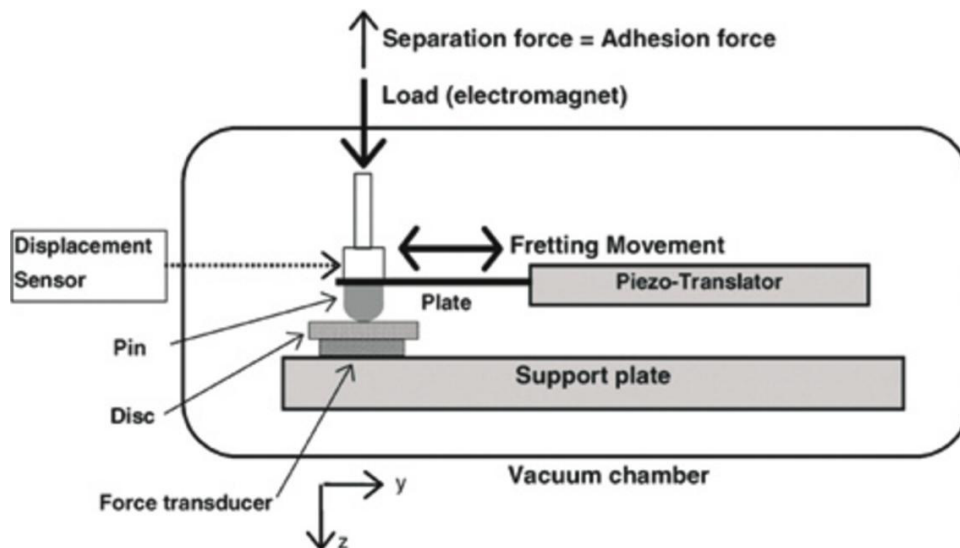


Abbildung 2.3: Prüfstand zur Untersuchung von Kaltverschweißung nach [Mer09]

In seiner Arbeit beschreibt er detailliert die grundlegenden Theorien und Testmethodiken, sowie die nötige Ausrüstung um derartige Phänomene unter Stoßkontakt oder Mikrobewegungen zu untersuchen. Sein Prüfstand besteht im Wesentlichen aus einer Stützplatte auf der eine Probenplatte befestigt wird. Auf diese Platte wird ein Pin platziert und durch einen Elektromagnet auf die Platte gepresst. Soll zusätzlich das Materialverhalten unter Vibration unter-

sucht werden, wird der Pin zudem durch einen Piezoaktuator in Schwingung versetzt. Nach jedem Zyklus wird der Pin von der Platte gelöst. Die Kraft die notwendig wird beide Kontaktpartner voneinander zu lösen entspricht der Adhäsionskraft durch Kaltverschweißung und wird durch einen Kraftsensor zwischen Stützplatte und Probenplatte gemessen. Jedoch ist sein Prüfstand auf die reine Untersuchung des Materialverhaltens zwischen zwei Stoffpaarungen ausgelegt und bietet somit nicht die Möglichkeit applikationsspezifische Problemstellungen zu untersuchen. Insbesondere ist keine Literatur zu finden, die sich mit der Kaltverschweißung von Seilsystemen beschäftigt, was natürlich den Grund haben kann, dass derartige Systeme eventuell bisher keine Anwendung in der Raumfahrt erfahren haben.

2.3 Seile

Die Aktuierung von Roboterhänden erfolgt heutzutage hauptsächlich durch spezielle Seilsysteme, die sich durch unterschiedlichste Seil- und Seilrollenkombinationen auszeichnen. Hierbei werden verschiedene Seilrouten und Kombinationen verwendet, um dem Finger oder der ganzen Roboterhand spezifische kinematische Charakteristiken zu verleihen. Die aktuelle Lösung der Spacehand des DLRs nutzt Zylonseile, eine goldfarbene synthetische Hochleistungsfaser, um die Hand zu aktuieren. Sie zeichnet sich durch eine äußerst hohe Zugfestigkeit unter geringem Gewicht aus, hat aber mit Kriechverhalten und einer Degenerierung unter Lichteinfluss ihre Nachteile. Im Gegensatz dazu steht das herkömmliche Stahlseil mit seiner langen Tradition in verschiedensten Anwendung. So haben sich mit der Zeit unterschiedlichste Stahlseiltypen, -macharten und -schläge für spezifische Anwendungsfälle entwickelt. Der in dieser Arbeit verwendete Seiltyp entspricht nach Abbildung 2.4 einem 6x19 WSC (Drahtlitzeneinlage 1x19) Edelstahlseil im Kreuzschlag der Firma Carl Stahl [Car17]. Kreuzschlag bezeichnet hierbei die Schlagart des Seils und speziell eine gegensinnige Orientierung der Seillagen zueinander.

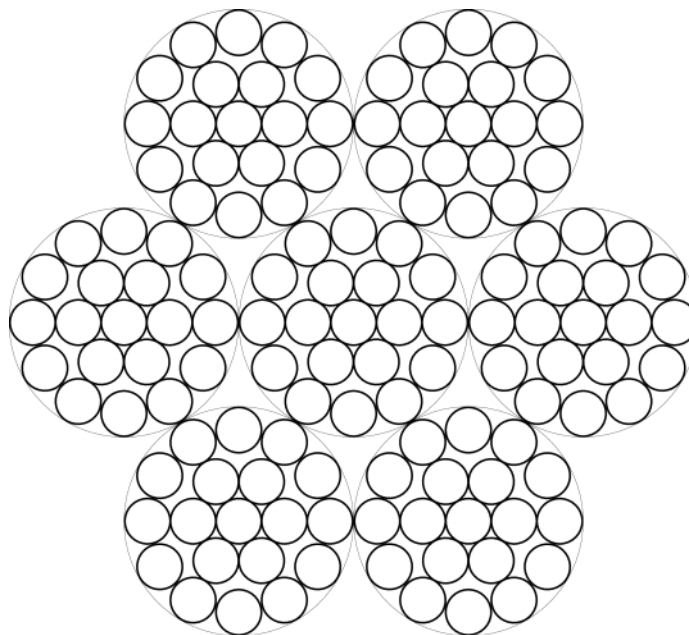


Abbildung 2.4: Querschnitt des Edelstahlseils 6x19 WSC im Kreuzschlag

Ist beispielsweise die erste Seillage rechtssinnig umschlungen, so ist die zweite Seillage linksinnig umschlungen. Sind die Seillagen jedoch in derselben Orientierung angeordnet, so handelt es sich um einen Gleichschlag. Das verwendete Schmierfett ist nicht bekannt und wurde leider nicht von Herstellerseite angegeben. Die Zugfestigkeit des Edelstahlseils beträgt 1770 N/mm^2 [Car17]. Ein Nachteil von Stahlseilen liegt jedoch in den Mindestgrößen von Umlenkradien, die bei Unterschreitung zu einem vorzeitigen Bruch des Seils führen. Die Ursache hierfür sind längsbezogene Anpresskräfte, die mit kleiner werdendem Umlenkradius anwachsen, da die Querkraft auf das Seil auf eine kleinere Fläche verteilt werden muss.

2.3.1 Längsbezogene Anpresskraft zwischen Seil und Rolle

In der Auf- und Ablaufzone einer Seilrolle wirkt auf ein Seil hingegen der Vermutung eines Mantellinienkontakts eine kleine Druckfläche, die höhere längsbezogene Anpresskräfte verursacht als im übrigen Kontaktbogen. Abbildung 2.5 zeigt den Zusammenhang von Umfangswinkel zu anliegender Anpresskraft eines Seiles. Zusätzlich werden in einer kleinen Untergrafik die Dimensionen und das Messkoordinatensystem des Winkels φ verdeutlicht.

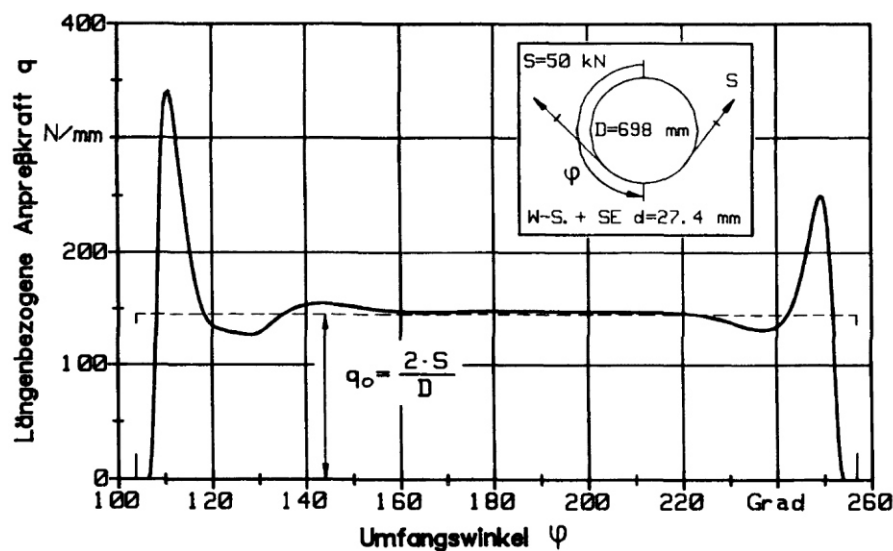


Abbildung 2.5: Längsbezogene Anpresskraft q zwischen Seil und Seilrolle nach [Hae92]

Aus Messungen (Abbildung 2.5) entsprechend wurde festgestellt, dass die Winkelsumme der Auf- und Ablaufstelle näherungsweise dem Umschlingungswinkel mit der niedrigsten Biegewechselzahl bzw. Lebensdauer entspricht [Fey00]. Bestätigt wurde diese Beobachtung durch den Vergleich mit den Messungen der Biegewechselzahl eines Seiles in Abhängigkeit des Umschlingungswinkels nach Müller [Mue66] in Abbildung 2.6. Wie in Abbildung 2.5 werden auch an dieser Stelle die Dimensionen des verwendeten Prüfkörpers in einer Untergrafik angegeben. Hieraus wird abgeleitet, dass sich für sehr kleine Umschlingungswinkel eine sehr hohe ertragbare Biegewechselzahl ergibt, da die Krümmung des Seiles größer ist als die der Seilrolle. Im Gegensatz dazu bleibt das Lebensdauerverhalten bei steigendem Umschlingungswinkel nahezu konstant. Ein Minimum der Biegewechselzahl ergibt sich nach Schraft [Sch97], wenn der Krümmungsradius des Seils gerade der Seilrollenkrümmung entspricht.

Veranschaulicht ist dies der Fall, wenn sich die Pressungsberge in Abbildung 2.5 zusammenschieben und addieren.

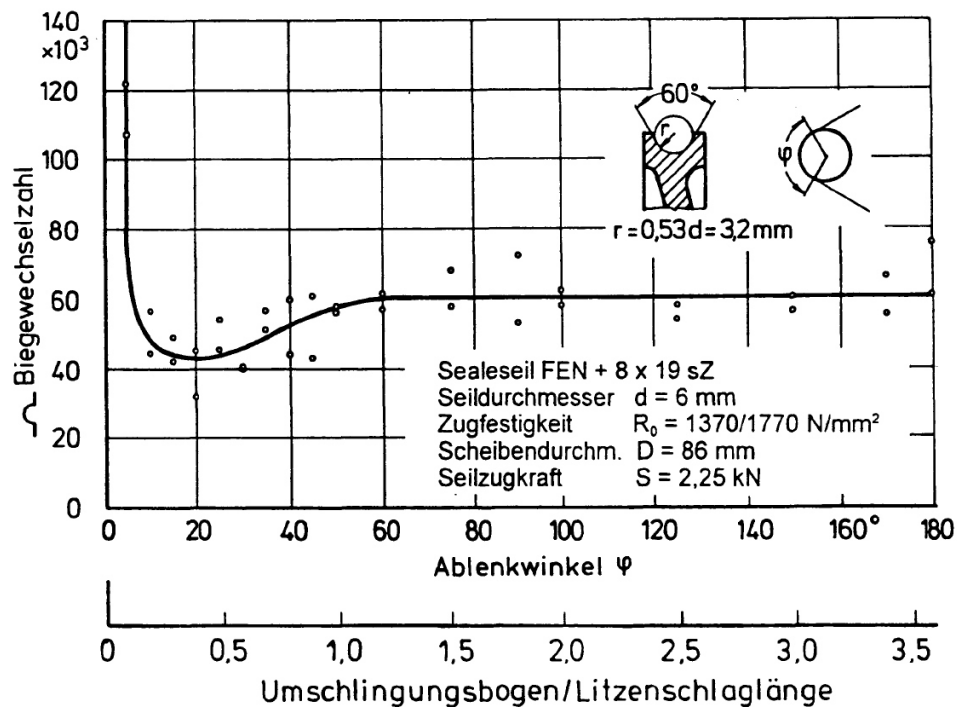


Abbildung 2.6: Biegewechselzahl eines Drahtseiles in Abhängigkeit des Umschlingungswinkel ψ (Ablenkswinkel) nach [Mue66]

2.3.2 Reibungsbiegesteifigkeit

Beim Lauf von Seilen über Seilrollen treten eine Vielzahl unterschiedlicher Spannungen in den Litzen und Drähten eines Seiles auf [Sch97]. So sind beispielsweise Biege-, Zug- und Pressspannungen einige der markanten Spannungen. Die zur Betrachtung der Biegesteifigkeit und Kaltverschweißung der Drahtlagen interessierende Spannung bildet hier vor allem die in der Literatur bezeichnete sekundäre Zugspannung. Diese kann aber entgegen ihres irreführenden Namens ebenfalls Druckspannung besitzen [Fey00]. Jedenfalls entstehen diese sekundären Zugspannungen durch Reibung zwischen den Drähten bzw. Litzen eines Seiles und befähigt ein Seil zur Aufnahme von hohen Zugkräften ohne dabei an Flexibilität einzubüßen.

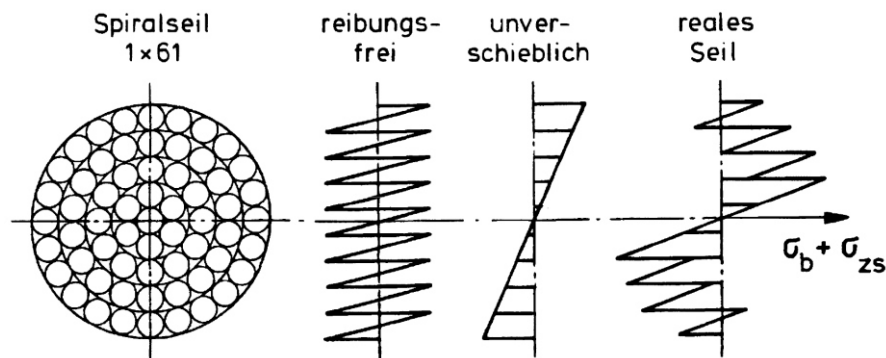


Abbildung 2.7: Spannungsverteilung im Seil durch verschiedene Annahmen nach [Fey00]

Aus dieser Tatsache entsteht eine besondere Charakteristik der Biegesteifigkeit eines Seiles, die abhängig von der anliegenden Zugkraft, der Seilgeometrie, der Krümmung und den Reibungsverhältnissen innerhalb eines Seiles ist. Nach Papailiou [Pap95] nimmt das Seil durch diese Abhängigkeiten verschiedene Seilzustände an, sodass sich ein Seil im geraden Zustand und bis zu einer gewissen Grenzkrümmung κ_a wie ein Stab verhält. Abbildung 2.6 veranschaulicht diesen Zusammenhang. Wird diese Krümmung überschritten sinkt die Biegesteifigkeit, die Haftreibung zwischen den Drähten ist nicht mehr ausreichend und das Seil geht vom Zustand eines unverschobenen Seilverbands (Bereich I) über zu einem Zustand in dem sich die Drähte relativ zu einander verschieben (Bereich II).

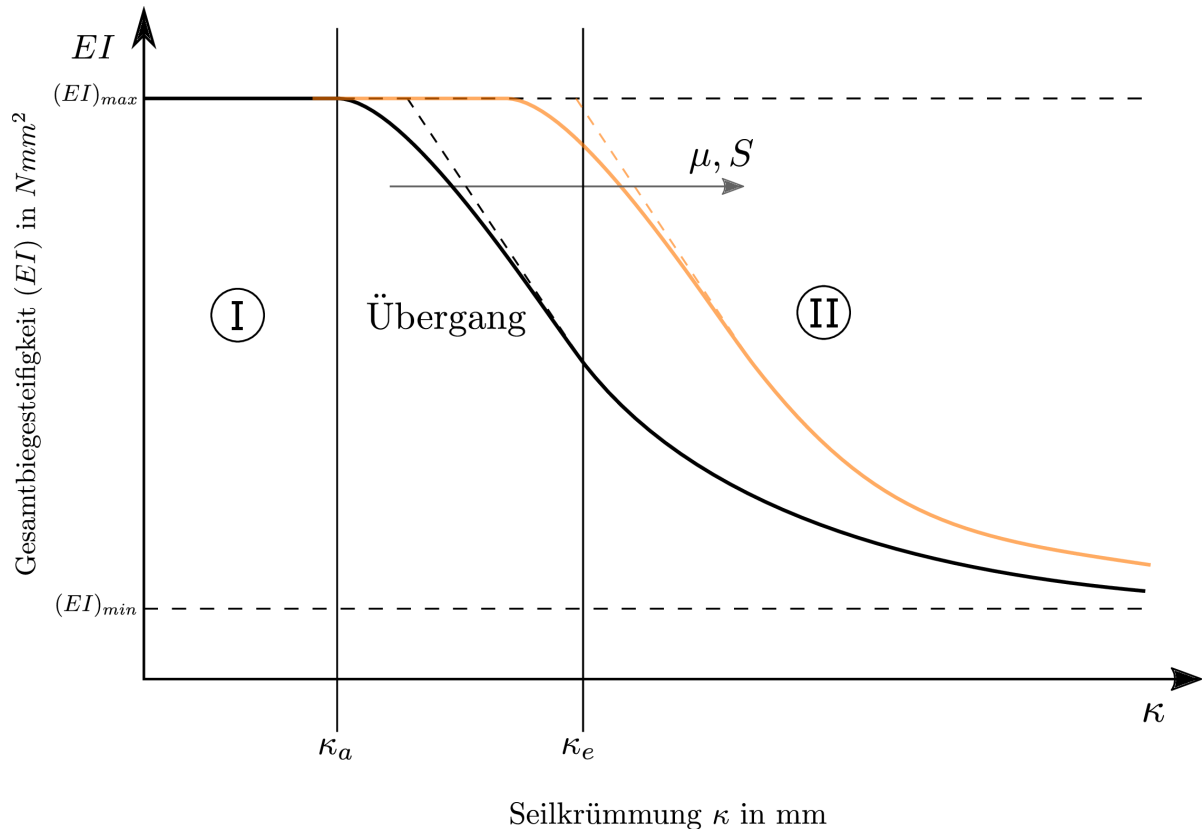


Abbildung 2.8: Zustandsbedingte Biegesteifigkeit eines Seiles in Anlehnung zu Papailiou[Pap95]

Die Gesamtbiegesteifigkeit eines Drahtseils wird demnach durch eine initiale Biegesteifigkeit $(EI)_0$ und einer Reibungsbiegesteifigkeit $(EI)_R$ hinreichend beschrieben.

$$(EI) = (EI)_0 + (EI)_R \quad (2.1)$$

Der initiale Anteil wird durch das Flächenträgheitsmoment und dem Elastizitätsmodul des Seilwerkstoffes definiert; der reibbedingte Anteil ist hingegen eine vom Zustand des Seils abhängige Größe. Schraft [Sch97] zeigt in seiner Arbeit einen praxisorientierten Ansatz zur theoretischen als auch zur experimentellen Ermittlung der reibbedingten Biegesteifigkeit. Dabei geht er davon aus, dass die Krümmung des Seils bekannt ist, wie es bei applikationsspezifischen Problemstellungen auch der Fall ist. Zur Ermittlung des reibbedingten Anteils stellt er mithilfe einer Regressionsgleichung einen einfachen Zusammenhang zwischen der Reibungsbiegesteifigkeit und dem Zugkraftverlust ΔS eines Seils her.

$$(EI)_R = a_0 \cdot d^4 + a_1 \cdot \Delta S \cdot D^2 \quad (2.2)$$

Je nach Seiltyp und -konstruktion geschieht die Anpassung der Regressionsgleichung durch die Koeffizienten a_0 und a_1 , die Schraff ebenfalls beschreibt und auch für Seile verwendet werden können, die nicht in seinen Testreihen untersucht worden sind. Sein theoretischer Ansatz erfolgte in der Herleitung des analytischen Zusammenhangs zwischen dem Seilwirkungsgrad, also dem Seilzugkraftverlust, und der Reibungsbiegesteifigkeit. Die Reibungsbiegesteifigkeit wird demnach iterativ nach folgendem Ansatz gelöst:

$$\frac{\Delta S}{d^2} = \frac{S}{d^2} \cdot \left(1 - \frac{\cos \left[\arctan \left(2 \cdot \sqrt{\frac{(EI)_R - (EI)_0}{S \cdot D^2}} \right) \right] - 4 \cdot \frac{(EI)_R + (EI)_0}{S \cdot D^2}}{\cos \left[\arctan \left(2 \cdot \sqrt{\frac{(EI)_R + (EI)_0}{(S - \Delta S) \cdot D^2}} \right) \right] + 4 \cdot \frac{(EI)_R + (EI)_0}{(S - \Delta S) \cdot D^2}} \right) \quad (2.3)$$

Für beide Ansätze lässt sich somit mit bekanntem Seilzugkraftverlust ΔS die Reibungsbiegesteifigkeit ermitteln und hierdurch die Gesamtbiegesteifigkeit des Seils hinreichend bestimmen.

2.3.3 Seilprüfstände

Der Erfinder des Drahtseils hat auch 1828 die erste Drahtseilbiegemaschine (einst für Kettentriebe), siehe Abbildung 2.9(a), konstruiert [Fey00]. Hierbei werden die Seile über Hebel belastet an denen Gewichte befestigt sind. Hierdurch wird das Seil mit einer konstant definierten Last beansprucht. Bei dickeren Seilen wird Hydraulik zur Beanspruchung der Seile verwendet.

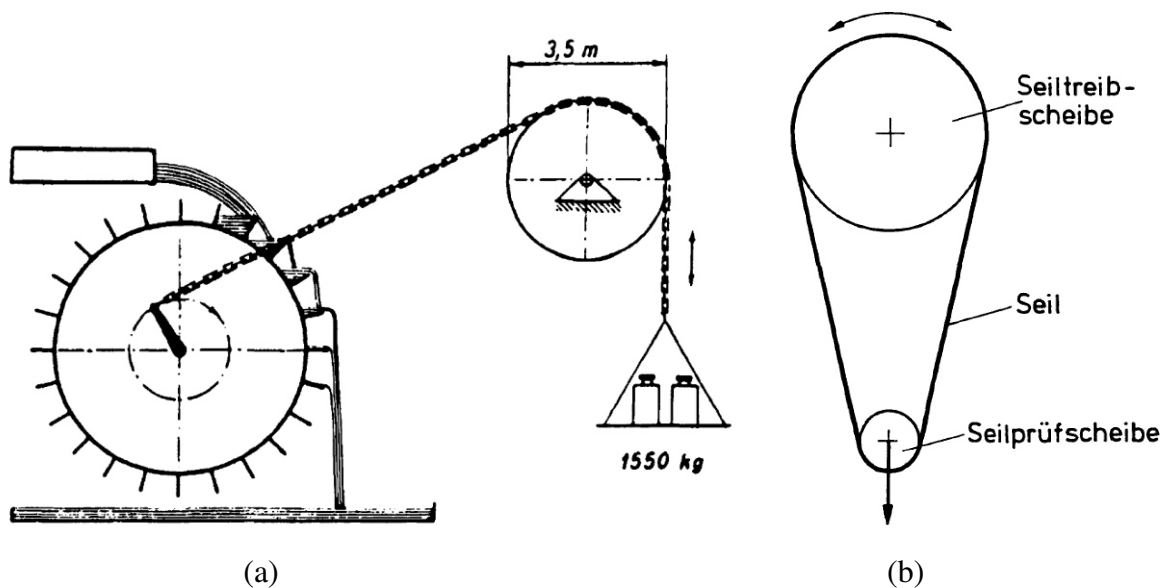


Abbildung 2.9: (a) Frühe Dauerseilbiegemaschine [Fey00]
(b) Häufige Seilprüfmaschine für Einfachbiegungen [Fey00]

Seit Beginn des 20. Jahrhunderts haben die Forscher ihre Prüfmaschinen für die Drahtseilforschung im Wesentlichen selbst konstruiert und zusammengebaut. Sie entsprachen meist dem Prüfprinzip nach Abbildung 2.9(b) zur Einfachbiegung von Seilen. Hierbei wird die Prüfseilscheibe mit definierter Last gezogen um die Seile zu beanspruchen. Bei den meisten Seilbiegemaschinen lässt sich zudem die Frequenz und Amplitude einstellen. Die Amplitude lässt sich verstellen um verschiedene Lasten zu simulieren. Die Frequenz ist meist einstellbar um die Anzahl der Belastungen so schnell wie möglich zu gestalten, sodass die Prüfdauer nicht zu lang wird. Jedoch darf die Frequenz nicht zu hoch sein um Temperatureffekte in die Messungen einzuspeisen. Neben Dauerbiegeversuchen erfolgt in Abbildung 2.10 die Untersuchung der Seildehnung durch Hirschland [Hir06] im Jahre 1906.

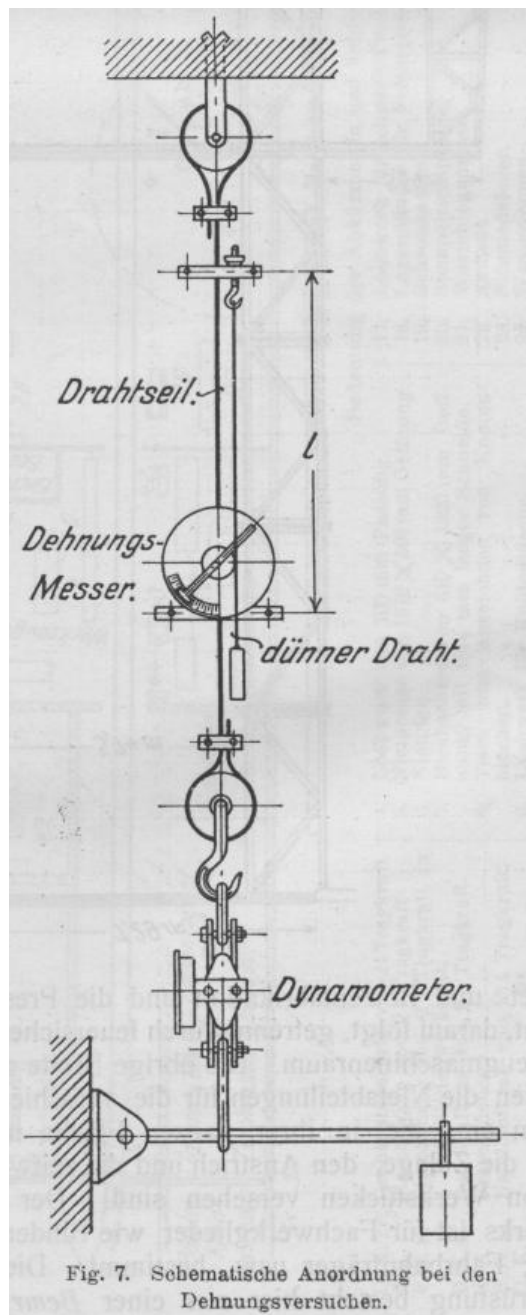


Abbildung 2.10: Versuchstand zur Untersuchung der Seildehnung nach [Hir06]

Hierzu wird ein Drahtseil zwischen zwei Dynamometern (Kraftsensoren) gespannt, die ein maximales Gewicht bis 1000 kg anzeigen. In Höhe des oberen Endes des Prüfseils wird ein sehr dünner Draht von 0.15 mm eingehängt, der mit einem Gewicht beschwert wird. Zudem ist der Messdraht ebenfalls mit dem Zeiger eines Dehnungsmessers verbunden. Sollte sich eine Dehnung im Seil einstellen, wird dies auf dem Zeiger des Dehnungsmessers angezeigt, da der Messdraht seine ursprüngliche Länge beibehält. Die Be- und Entlastungen der Seile erfolgten auf verschiedene Vorgehensweisen und Dauer. So wird das Seil jede 5 min mit weiteren 100 kg belastet und entsprechend auch wieder entlastet. Desweiteren wird es dann auf eine längere Zeit von 20 h mit den vollen 1000 kg belastet. Als Zusammenfassung seiner Versuche stellte er fest, dass neue Seile bei einer Zugbelastung eine dauerhafte Dehnung einnehmen. Die beanspruchten Seile nehmen dabei mit der Zeit einen Höchstwert an, auf welchem diese dann verbleiben. Desweiteren beobachtete er während seiner Versuche, dass ein Einfluss der Schmierung der Seile keinen Einfluss auf die Reibung der Seilelemente hat. Seine Vermutung beruht auf dem hohen spezifischen Schnürdruck zwischen den Seilelementen bei Zugbelastung. Dieser Druck verhindert die Bildung eines Ölfilms, sodass die Berührung metallischer Art bleibt [Hir06].

3. Prüfstand zur Untersuchung von Kaltverschweißung

Der Prüfstand dient zur experimentellen Untersuchung von Kaltverschweißungsphänomenen der Litzen in Metallseilen und in Kontakt mit Umlenkrollen unter geostationären Umweltbedingungen. Inspiriert durch vorangegangene Prüfstände zu Seiluntersuchungen, sowie der Untersuchung von Kaltverschweißung in der Literatur werden unterschiedliche Konzepte ausgearbeitet. Es soll möglich sein verschiedene Anwendungsszenarien von Seilsystemen speziell die von Roboterhänden im Prüfstand zu simulieren. Der bevorstehende Feldtest der Spacehand im geostationären Orbit bietet hierbei zwei denkbare Szenarien.

Das erste Szenario sieht die Belastung des Seilsystems unter Arbeitsbedingungen vor. Dabei wird die Hand in einem längerfristigen Zeitraum unterschiedlichen Belastungen ausgesetzt. Diese können zyklischer oder azyklischer Natur sein. Nach jeder Lastperiode soll die Biegesteifigkeit des Seils aus den Messdaten berechnet werden. Die ermittelte Steifigkeit soll als aussagekräftiger Wert zur Beurteilung des Kaltverschweißungsgrad eines spezifischen Seils und den verschiedenen Parametern dienen.

Das zweite Szenario soll die auftretenden Schwingungen beim Aufstieg der Trägerrakete simulieren. Die dabei herrschenden Kräfte versetzten die Rakete und die Ladung in Niederfrequenzschwingung im Bereich von 5 bis 200 Hz [CMN01]. Hierbei soll festgestellt werden ob sich Verschweißungseffekte ähnlich den beschriebenen Befunden der Galileo Raumsonde einstellen. Unter Beachtung bereits gegebener konstruktiver Randbedingungen sollen drei Konzepte erarbeitet werden. Die Randbedingungen beinhalten die maximale Innenraumdimensionen der Thermalvakuumkammer, der bereits vorhandene zentral platzierte Antrieb, sowie die vorhandenen Bohrungen der beheizbaren Montageplatte.

3.1 Auswahl eines Konzeptes

Zur Abbildung der beschriebenen Szenarien ist ein Prüfstand zu konstruieren, der sowohl die Konfiguration von geometrischen Parametern als auch von Lastparametern gestattet. Die Umschlingungswinkel des Seils und der Seilrollendurchmesser bilden aufgrund eines minimalen Biegeradius von Drahtseilen die zentralen Parameter des Prüfstands. Die Berechnung des Umschlingungswinkels (Kapitel 3.2.2) wird von der Wahl des Konzepts abhängen. Zusammenfassend sind demnach folgende Parameter ausschlaggebend für die Untersuchungen:

Geometrische Parameter:

- Umschlingungswinkel $\alpha_{1,2}$ des Seils
- Seilrollenradius $r_{1,2}$

Lastparameter:

- Seilvorspannung F_{pre}
- Lastverlauf $F_{load}(t)$ (zyklisch oder beliebig)
- Schwingungsfrequenz f_p und -amplitude a_p des Piezoaktuators

3.1.1 Konzept 1

Das erste Konzept sieht vor, zwischen dem bereits vorhandenen Antrieb mithilfe einer Gegenrolle einen Kreis aufzuspannen, dessen Zentrum den Ursprung der Symmetrieachsen des Systems bilden. Ausgehend vom Kreiszentrum erfolgt die Positionierung der zwei Seilrollen auf jeweils eigenen Kreuztischen bestehend aus zwei einachsigen Linearführungen. Zusätzlich ist es möglich den Umschlingungswinkel der zweiten Seilrolle durch Rotation der Gegenrolle um die Drehachse des aufgespannten Kreises weiter zu öffnen bzw. zu schließen.

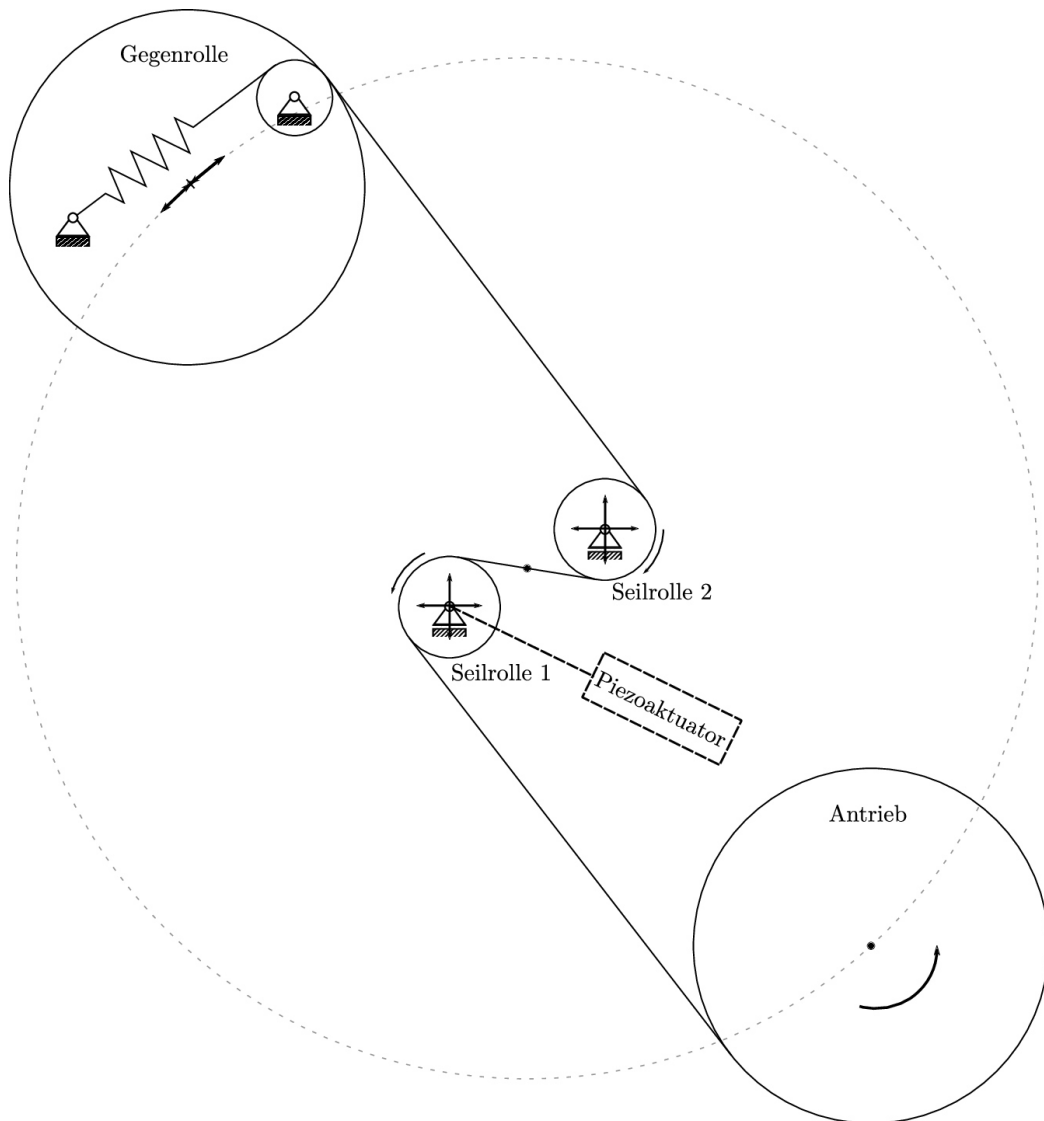


Abbildung 3.1: Prinzipskizze des ersten Konzepts

Diese Lösung bietet fünf Freiheitsgrade zur Konfiguration der Seilrollen in ihrer Lage, ihrem Achsenabstand, sowie deren Umschlingungswinkel. Jedoch bedeutet dies auch eine erschwerte exakte Konfiguration des gewünschten Umschlingungswinkels.

3.1.2 Konzept 2

Im zweiten Konzept wird der Freiheitsgrad des vorangegangenen Konzepts auf zwei Freiheitsgrade reduziert. Dies soll durch eine Seilführung erfolgen, die mithilfe eines zentralen Schneckengetriebes verstellt wird. Die zwei Seilrollen sind hierbei in einem festen Achsenabstand dreh-symmetrisch auf einem Stellrad montiert. Durch Rotation des Stellrads erfolgt die Änderung des Umschlingungswinkels um die Seilrollen. Aufgrund der Symmetrie erfolgt die Änderung in gleichem Maße.

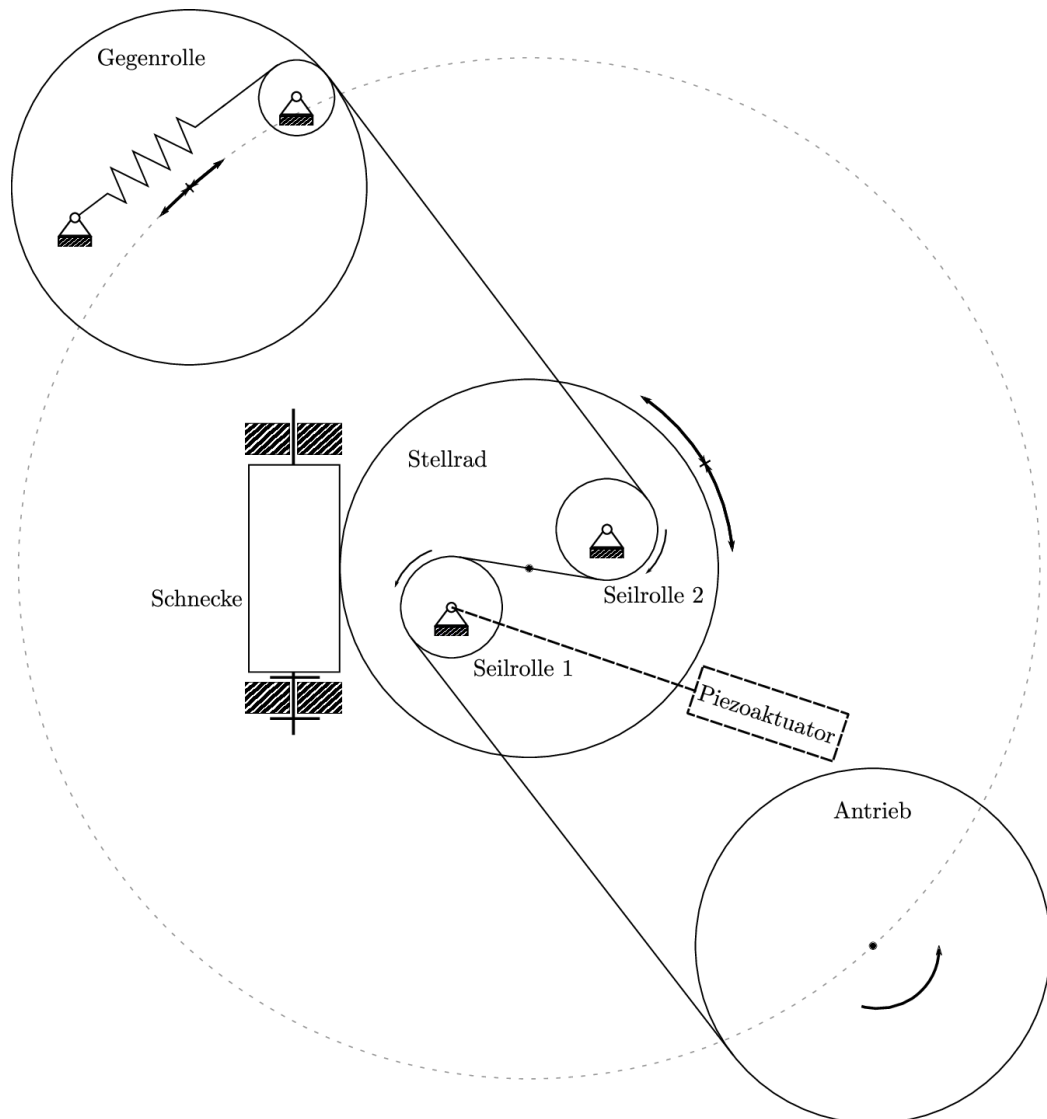


Abbildung 3.2: Prinzipskizze des zweiten Konzepts

Bei Bedarf unterschiedlicher Umschlingungswinkel wird wie im ersten Konzept die Möglichkeit gegeben ebenfalls die Gegenrolle positionieren zu können. Eine Fixierung des Stellrads ist aufgrund der Selbsthemmung von Schneckengetrieben nicht notwendig, vorausgesetzt der Steigungswinkel der Schneckenverzahnung ist niedrig genug.

3.1.3 Konzept 3

Das dritte Konzept greift beide vorangegangenen Lösungen auf, jedoch wird die Gegenrolle als zweiter Antrieb konzipiert. Hierdurch ist es zusätzlich möglich einen variablen Last-/Störverlauf im Seilsystem zu generieren. Generell sind hierbei zwei Ansätze für einen zusätzlichen Antrieb denkbar. Zum einen wäre der direkte Betrieb eines Motors in der Vakuumkammer möglich. Die Spezifikationen eines solchen Motors zum Betrieb im Hochvakuum sind dementsprechend hoch: keine ausgasenden Materialien, keine verschlossenen Hohlräume und eine geeignete Kühlung. Die andere Möglichkeit besteht in der Aktuierung durch die zweite Wellendurchführung auf der gegenüberliegenden Seite der Thermalvakuumkammer. Hierzu muss auf Vakuumseite ein Getriebe konstruiert werden, dessen Abtriebswelle konzentrisch mit der Gegenrolle verschoben werden kann.

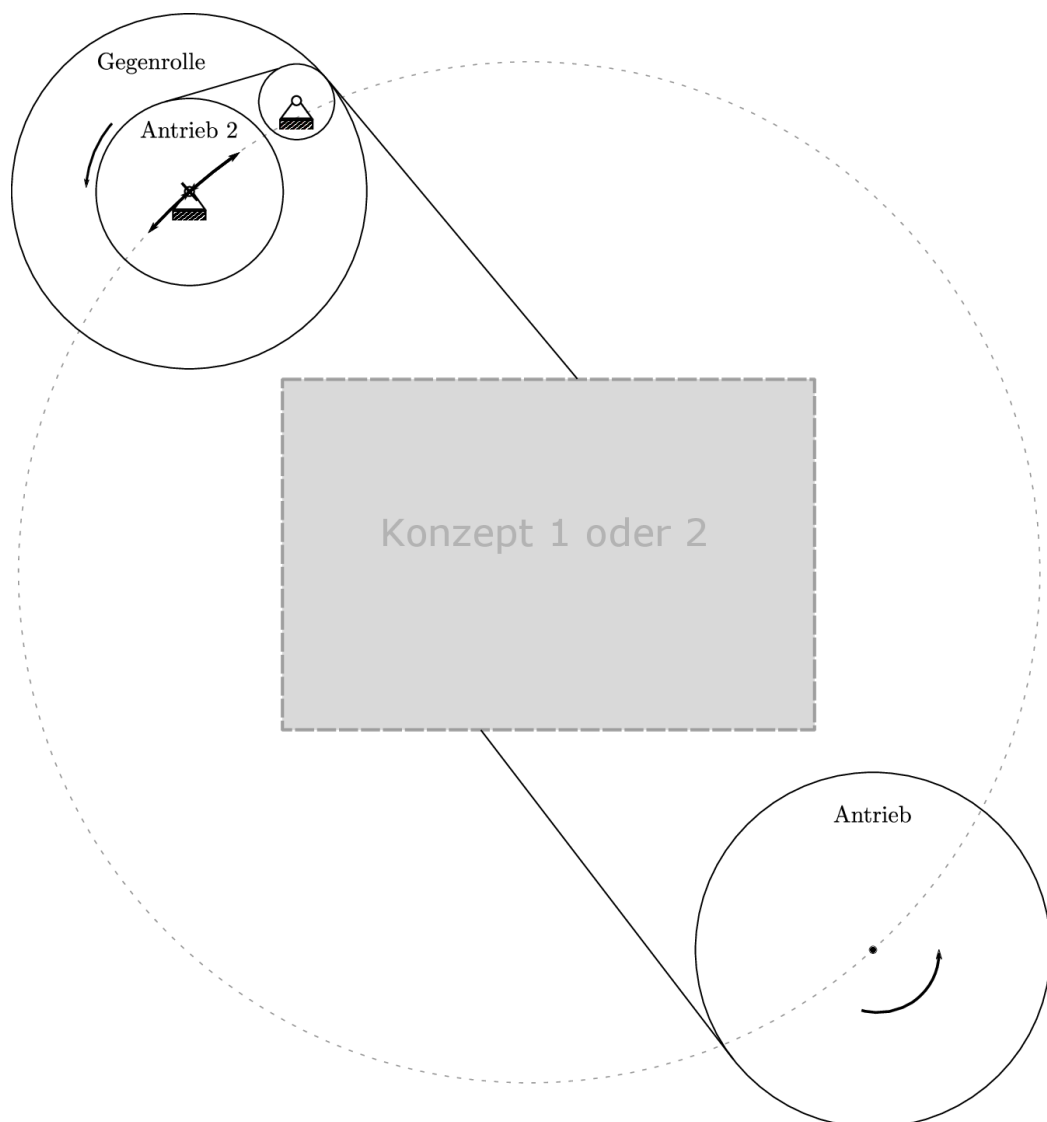


Abbildung 3.3: Prinzipskizze des dritten Konzepts

3.1.4 Auswahl

Die Kriterien zur Auswahl eines geeigneten Konzeptes und dessen Fertigung erfolgt unter folgenden Gesichtspunkten:

- Konfigurationsraum
- Komplexität
- Handhabung
- Kosten

Das System nach Konzept 1 bietet aufgrund des hohen Freiheitsgrades die Möglichkeit alle benötigten Seilkonfigurationen einzustellen. Jedoch auch redundante Positionen, sodass sich bei der Berechnung für die gewollten Umschlingungswinkel mehrere mögliche Lösungen ergeben.

Konzept 2 bietet ebenfalls die Möglichkeit alle benötigten Seilkonfigurationen unter einem reduzierten Systemfreiheitsgrad zu erreichen. Ein Vorteil besteht in der drehsymmetrischen Konstruktion. Hierdurch ist es möglich durch Rotation des Schneckenrads die Umschlingungswinkel im gleichen Maße zu ändern. Jede Konfiguration aus dem sich dazugehörige Umschlingungswinkel ableitet ist zudem eindeutig bestimmt.

Konzept 3 beinhaltet die Vor- bzw. Nachteile des gewählten integrierten Konzepts 1 oder 2. Im Gegensatz zum passiven Federelement der beiden ersten Konzepte, ist ein zweiter Antrieb vorgesehen. Hierdurch ist eine veränderliche Belastung des Seilsystems möglich, jedoch mit dem Preis weiterer Bauteile.

Tabelle 3.1: Nutzwertanalyse zur Auswahl eines geeigneten Konzepts

| Kriterien | Gewichtung [%] | Konzept 1 | | Konzept 2 | | Konzept 3 (Konzept 2 integriert) | |
|--------------------|----------------|-----------|--------|-----------|--------|-------------------------------------|--------|
| | | Bewertung | Gesamt | Bewertung | Gesamt | Bewertung | Gesamt |
| Konfigurationsraum | 50 | 5 | 2,5 | 4 | 2 | 4 | 2 |
| Komplexität | 30 | 2 | 0,6 | 4 | 1,2 | 4 | 1,2 |
| Handhabung | 5 | 2 | 0,1 | 5 | 0,25 | 4 | 0,2 |
| Kosten | 15 | 4 | 0,6 | 4 | 0,6 | 3 | 0,45 |
| Gesamt | 100 | | 3,8 | | 4,05 | | 3,85 |

In Hinblick auf die geforderten Kriterien zeigt sich nach Nutzwertanalyse Tabelle 3.1, das Konzept 2 sich als meist geeignetes System zur Untersuchung der Kaltverschweißungsphänomene erweist. Dies zeigt sich in der einfachen Handhabung zur Justierung eines definierten Umschlingungswinkels, sowie der Einfachheit des Systems durch einen geringen Freiheitsgrad bei Abdeckung aller geforderten Systemkonfigurationen.

3.2 Konzeptbeschreibung

Im folgenden Abschnitt wird der Aufbau des kompletten Prüfstands nach Konzept 2 beschrieben. Das beinhaltet den mechanischen Aufbau und dessen Kinematik, verwendete Aktuatorik und Sensorik, sowie die genutzte Steuerungssoftware.

3.2.1 Mechanik

Der Prüfstand nach Abbildung 3.4 und Abbildung 3.8 besteht im Wesentlichen aus einer Antriebsrolle, einer Trägerplatte, einem Schneckengetriebe, einer Piezoaktuatoreinheit und einer Gegenrolle.

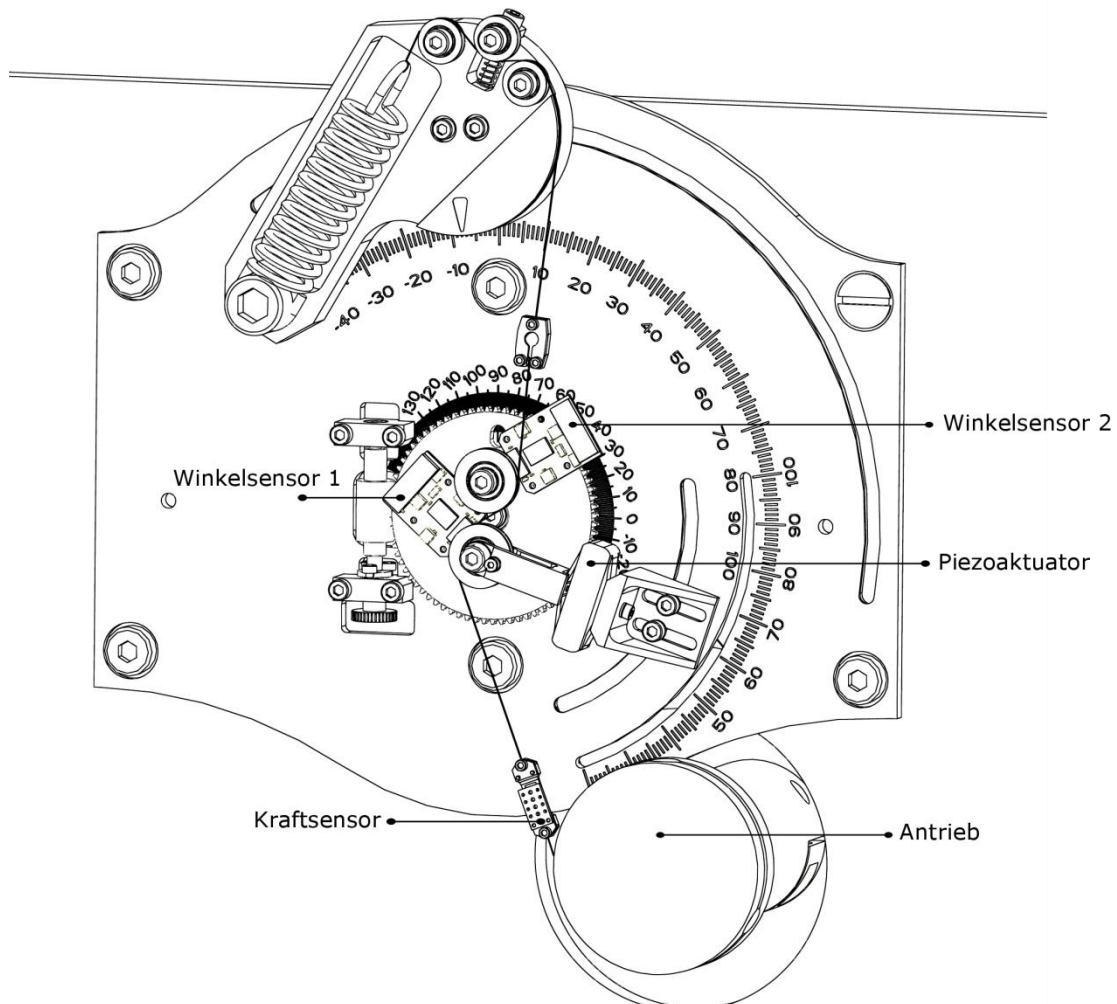


Abbildung 3.4: Prüfstands zur Untersuchung von Kaltverschweißung nach Konzept 2

Die Trägerplatte dient primär zur Aufnahme und Verankerung aller Prüfstandsbauteile. Ihre sekundäre Funktion besteht in der Bereitstellung mehrerer aufgelaserter Skalen um die Justierung der Umschlingungswinkel zu ermöglichen. Hierbei erfolgt die Justierung jedoch nicht im direkten Sinne, sondern über die Positionierung des Stell-/Schneckenrads (Winkel φ) und der Gegenrolle (Winkel γ), dessen Bezugspunkt das Zentrum des Schneckenrads bildet. Die Herleitung der geometrischen Abhängigkeit der beiden Umschlingungswinkel wird in Abschnitt 3.2.2 beschrieben. Das Schneckengetriebe nach Abbildung 3.5 dient zur Positionierung der beiden mittleren Seilrollen. Diese werden zusammen mit den Winkelsensoren vom Schne-

ckenrad getragen. Am unteren Wellenende der Schnecke ist zudem eine Rändelmutter angebracht um die Einstellung des Schneckenrads komfortabler zu gestalten.

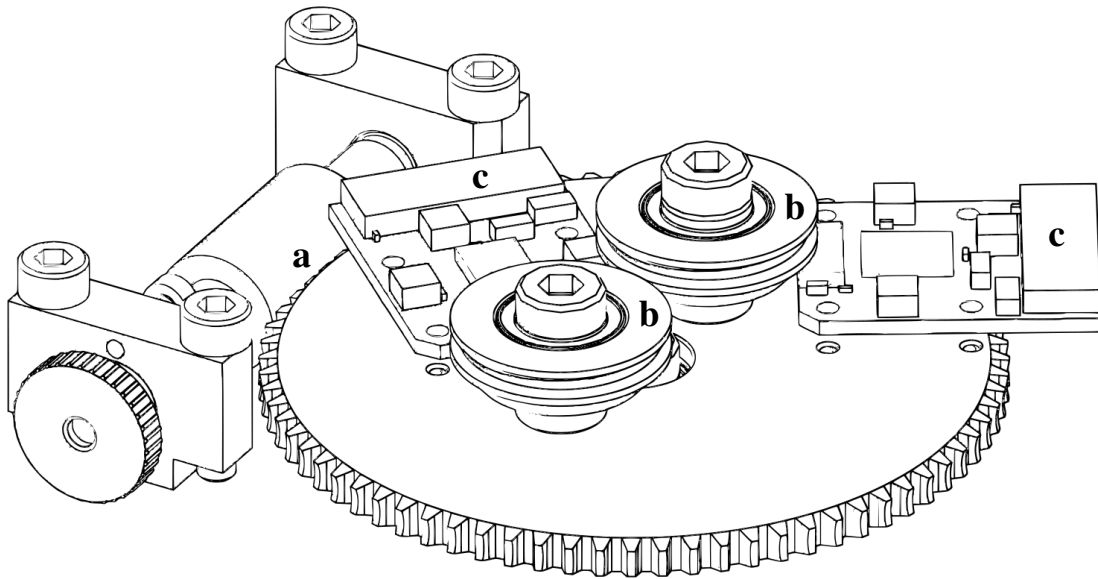


Abbildung 3.5: Schneckengetriebe (a) mit Seilrollen (b) und Winkelsensoren (c)

Die Schnecke ist mit Gleitlagerbuchsen aus Sinterbronze in einer Fest-Los-Lageranordnung befestigt. Aufgrund der selbsthemmenden Eigenschaft des Getriebes sind zudem keine weiteren Sperrmechanismen nötig, sofern der Steigungswinkel der Schnecke nicht den wirksamen Reibungswinkel übersteigt. In diesem Fall wird der Wirkungsgrad des Schneckengetriebes bei treibendem Schneckenrad kleiner gleich 0 [StSa12].

Die Piezoaktuatoreinheit in Abbildung 3.6 wird nur im zweiten Szenario und für die Erste der beiden Seilrollen verwendet um die Niederfrequenzschwingung eines Raktenstarts zu simulieren. In diesem Fall wird die Rolle nicht länger vom Schneckenrad getragen, sondern von einem Trägerelement, welches direkt mit dem Piezoaktor verbunden ist.

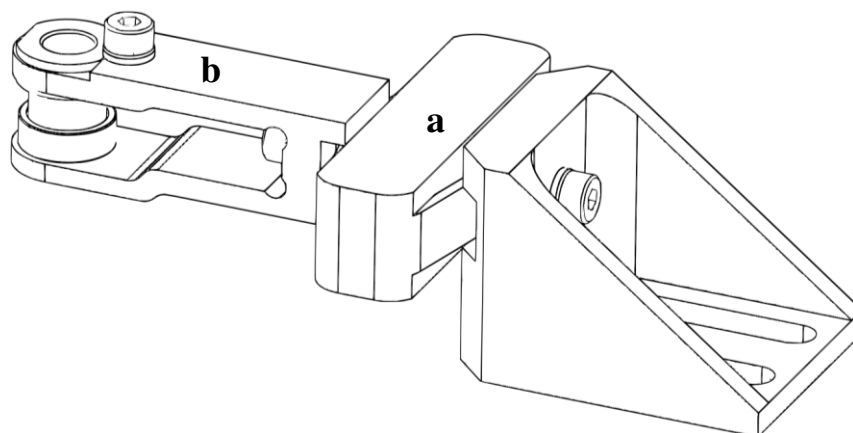


Abbildung 3.6: Piezoaktor (a) und Trägerhalterung (b)

Da der Aktuator unempfindlich gegen Druckkräfte, aber empfindlich gegen Momente ist muss gewährleistet sein das dessen Wirkrichtung immer auf der Winkelhalbierenden des Um-

schlingungswinkels α_1 liegt. Hierdurch wird eine Minimierung der wirkenden Momente auf das Trägerelement erreicht. Wie bereits für φ und γ bildet das Zentrum des Schneckenrads den Bezugspunkt zur Justierung des Piezowinkels ϵ (siehe Kapitel 3.2.2). Die hierfür notwendige Winkelskala wird ebenfalls von der Trägerplatte bereitgestellt.

Die Gegenrolle in Abbildung 3.7 besitzt zwei Funktionen. Die Erste besteht in der Einstellung des Winkels γ um den Umschlingungswinkel der zweiten Seilrolle zu ändern. Dieser wird mithilfe des Zeigers bemessen.

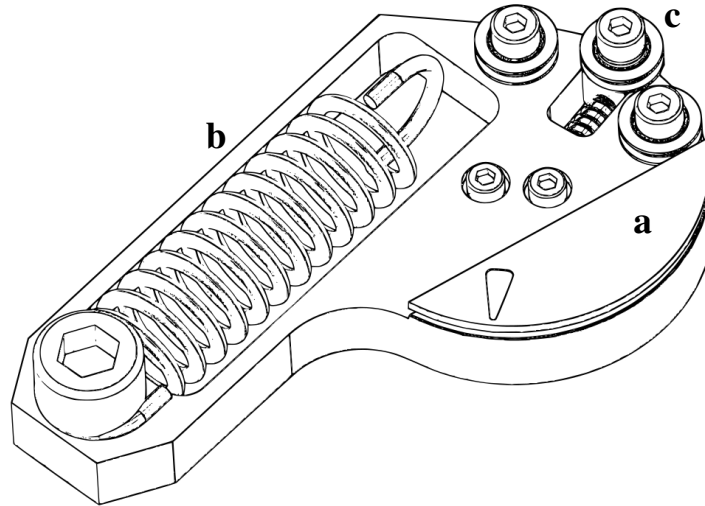


Abbildung 3.7: Gegenrolle (a) mit passiven Feder (b) und Spannelement (c)

Die zweite Aufgabe besteht darin, das Seil durch das passive Federelement zu belasten und in seine Ausgangsposition zurück zu führen. Die Feder besitzt eine Steifigkeit von 8.269 N/mm und ist für maximale Lasten von 268.6 N ausgelegt. Die Feder soll hierbei mit einem Zylonseil verbunden werden, welches zu einem Seilschnellwechsler führt. Darüber hinaus verfügt die Gegenrolle über ein Spannelement um zu lange Seilproben soweit vorzuspannen, das sich diese nicht aus den Seilrollen lösen. Die vollständige Montage ist in Abbildung 3.8 dargestellt.

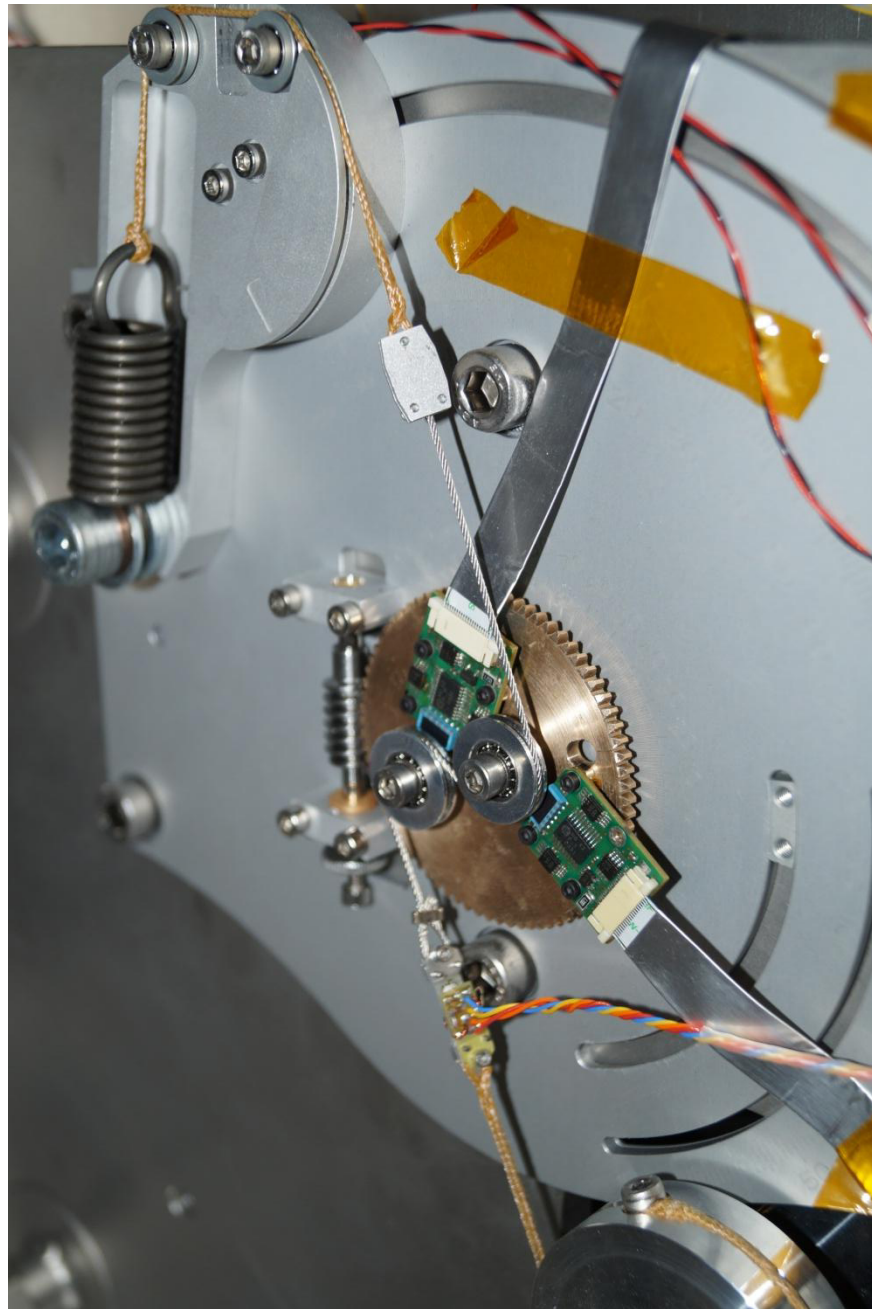


Abbildung 3.8: Realer Prüfstands Aufbau zur Untersuchung der Kaltverschweißung

Der komplette Prüfstand wird fertig montiert in die Thermalvakuumkammer (siehe Abbildung 3.9) integriert. Die Thermalvakuumkammer bietet hierfür ein großes Volumen mit einem kubischen Innenbauraum von 0.5x0.5x0.5 m um Testaufbauten zu befestigen. Zudem ist eine der drei Montierplatten von -15°C bis zu 150°C kühl- und heizbar. Die Vakuumkammer verfügt darüber hinaus über zwei rotierende Durchführungen, sodass sich an diesen Stellen Motoren befestigen lassen können. Weitere Durchführungen sind modular und können beispielsweise mit Durchführung für elektronische Schnittstellen belegt werden. Mithilfe einer Vorpumpe und einer leistungsstarken Turbopumpe kann hierbei ein Hochvakuum von bis zu $1 \cdot 10^{-7}$ mbar erreicht werden.

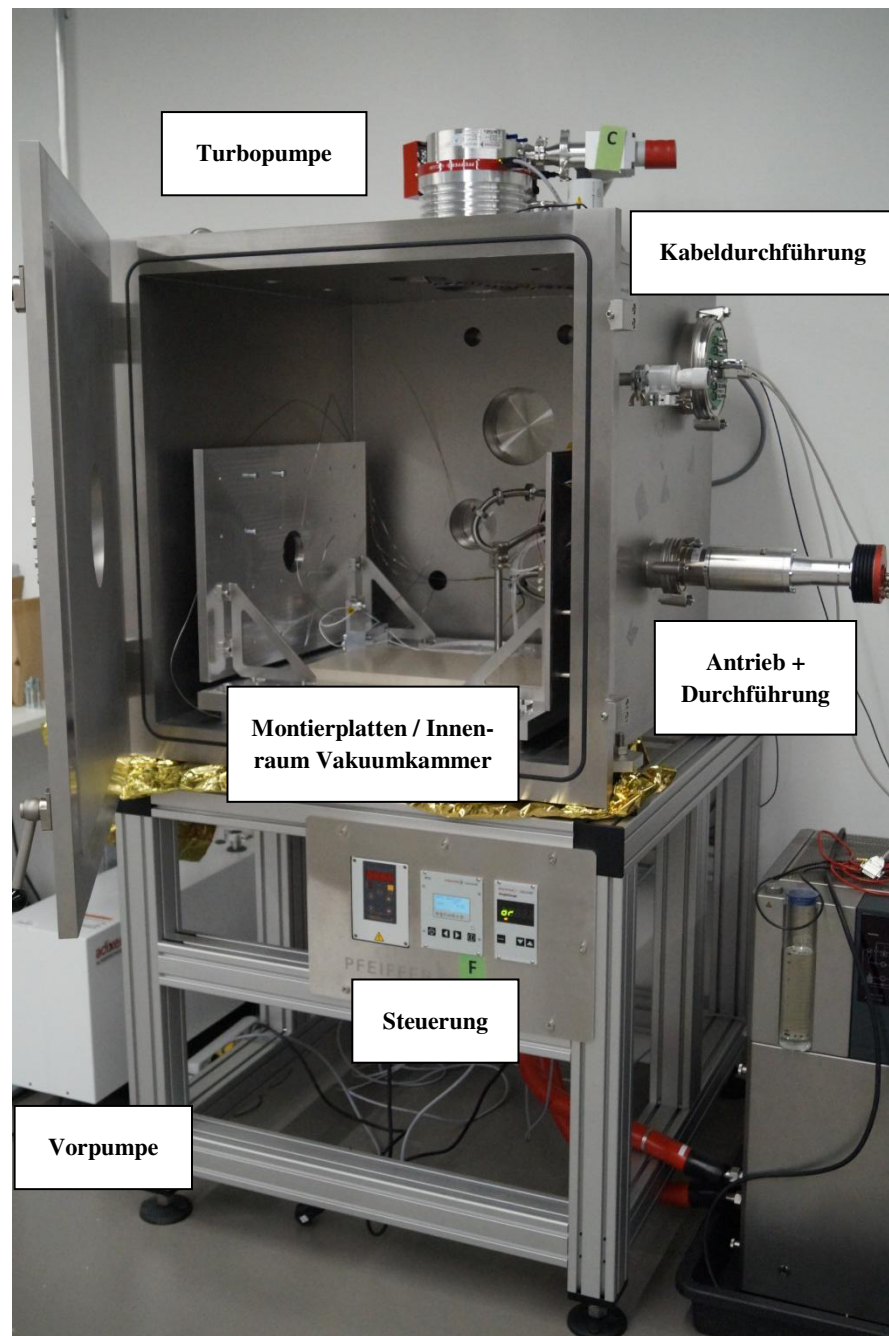


Abbildung 3.9: Thermalvakuumkammer zur Erzeugung des Hochvakuums

3.2.2 Kinematik

Im Folgenden wird auf die Kinematik des Systems, abstrahiert in Abbildung 3.10, aus dem beschriebenen zweiten Konzept eingegangen um die beiden Umschlingungswinkel α_1 und α_2 der Seilrollen zu bestimmen.

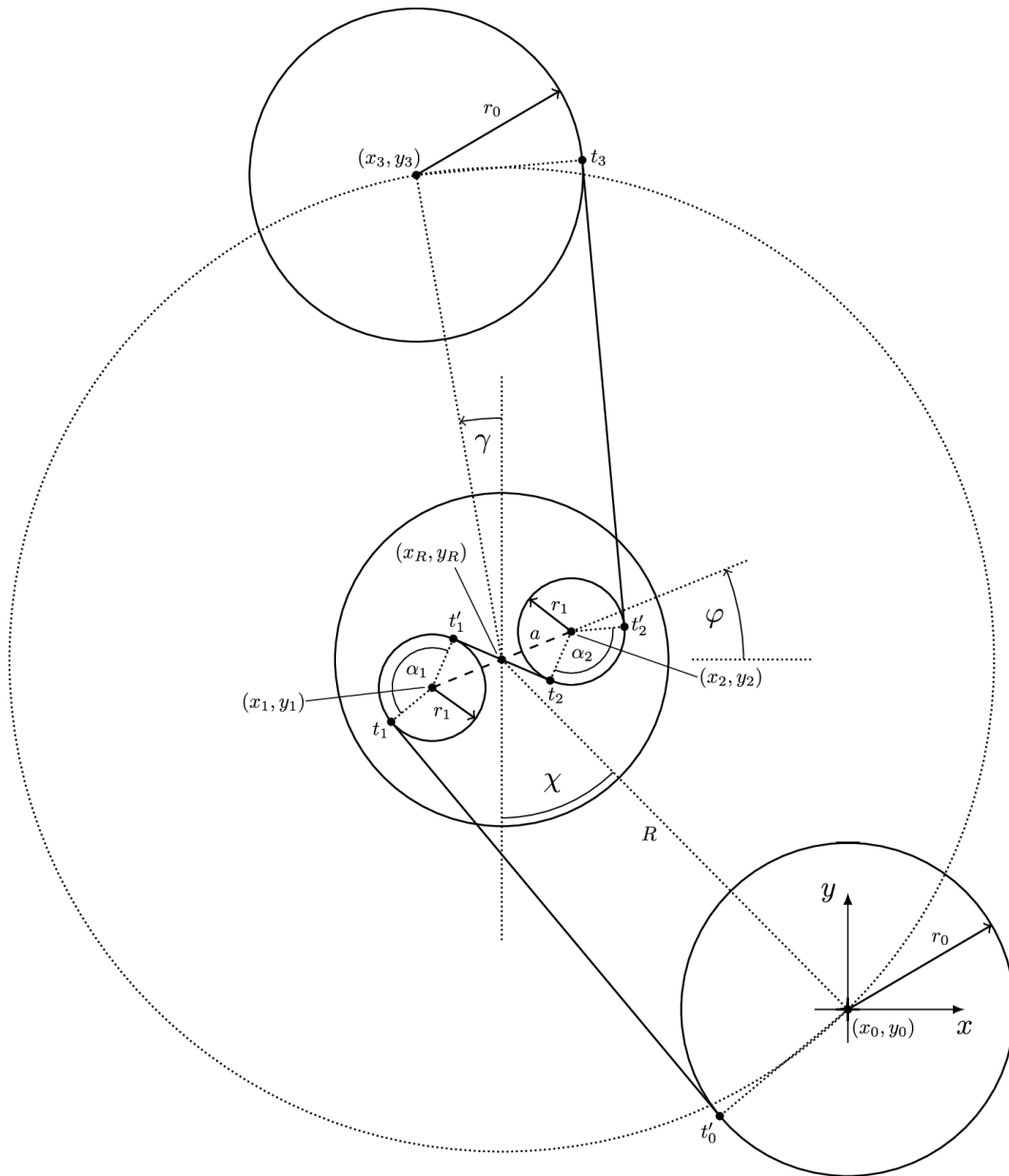


Abbildung 3.10: Kinematik des zweiten Konzepts zur Verstellung der Umschlingungswinkel

Hierbei wird die Abhängigkeit beider Umschlingungswinkel aufgrund der beiden gegebenen Freiheitsgrade φ und γ deutlich. Folgende geometrischen Zusammenhänge gilt es demnach zu finden:

$$\alpha_1 = f(\varphi) \quad (3.1)$$

$$\alpha_2 = f(\varphi, \gamma) \quad (3.2)$$

Hierzu werden zunächst die Mittelpunktkoordinaten der Antriebs-, der zwei Seil- und der Gegenrolle bestimmt. Durch Platzierung des Koordinatenursprungs in die Drehachse des Antriebs gilt für $(x_0, y_0) = (0, 0)$. Der Kreismittelpunkt des Stellrads ist mit (x_R, y_R) ebenfalls bereits geometrisch bestimmt. Die Berechnung der Kreismittelpunkte der Seilrollen erfolgt durch trigonometrische Beziehungen in Abhängigkeit des Stellwinkels φ , sowie dem Achsabstand a beider Seilrollen.

$$(x_1, y_1) = \left(x_R - \frac{a}{2} \cdot \cos(\varphi), y_R - \frac{a}{2} \cdot \sin(\varphi)\right) \quad (3.3)$$

$$(x_2, y_2) = \left(x_R + \frac{a}{2} \cdot \cos(\varphi), y_R + \frac{a}{2} \cdot \sin(\varphi)\right) \quad (3.4)$$

Die Lage der Gegenrolle wird durch den Winkel γ und dem Abstand R zum Kreismittelpunkt des Stellrads bzw. des aufgespannten Kreises bestimmt.

$$(x_3, y_3) = (x_R - R \cdot \sin(\gamma), y_R + R \cdot \cos(\gamma)) \quad (3.5)$$

Zur Berechnung der Umschlingungswinkel ist es im Weiteren notwendig die Tangentenpunkte der anliegenden Tangenten der Seilrollen in Abbildung 3.11 zu bestimmen. Diese sind definiert durch eine vorgegebene Seilroute, sowie Lage und Radius der Seilrollen.

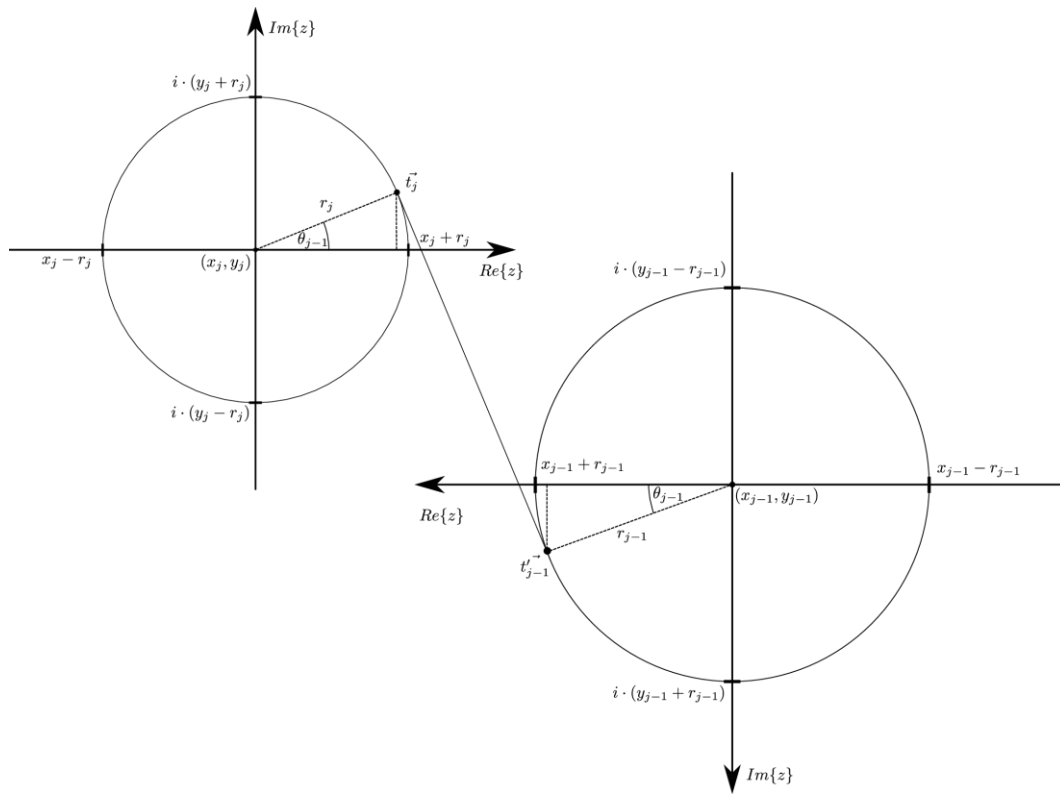


Abbildung 3.11: Geometrische Verdeutlichung zur Berechnung der Tangentenpunkte im analytischen Ansatz

Allgemein gilt nach Abbildung 3.11 für die Tangentenpunkte eines Seils das zwischen zwei Rollen gespannt ist:

$$\vec{t}'_{j-1} = (x_{j-1} - r_{j-1} \cdot \cos(\theta_{j-1}), y_{j-1} - r_{j-1} \cdot \sin(\theta_{j-1})) \quad (3.6)$$

$$\vec{t}_j = (x_j - r_j \cdot \cos(\theta_{j-1}), y_j - r_j \cdot \sin(\theta_{j-1})) \quad (3.7)$$

Zwei beliebige Kreise besitzen unter der Bedingung von $|r_j - r_{j-1}| < a$ vier mögliche Tangenten, sodass sich für ein System mit einem Seil, das zwischen zwei Rollen gespannt ist, ebenfalls vier möglichen Konfigurationen ergeben. Die gesuchten Lösungen für (3.6), (3.7)

und dem Stützwinkel θ_{j-1} werden durch die Vorgabe einer Seilroute (Vorzeichen der Rollenradien), wie sie in [OKH14] und [Gre14] beschrieben wird, bestimmt. Soll das Seil linksseitig an der Rolle aufliegen, so ist aufgrund eines positiven Drehmoments ein positiver Radius vorzugeben; für ein rechtsseitig aufliegendes Seil ein negativer Radius. Die analytische Herleitung der elementaren trigonometrischen Funktionen $\cos(\theta_{j-1})$ und $\sin(\theta_{j-1})$ des Stützwinkels wird in Anhang 6.1 aufgeführt.

Die beiden Tangentenpunkte \vec{t}_j und \vec{t}'_j , sowie der Mittelpunkt (x_j, y_j) einer Seilrolle spannen einen Winkel auf, der dem gesuchten Umschlingungswinkel α_j in Abbildung 3.12 entspricht.

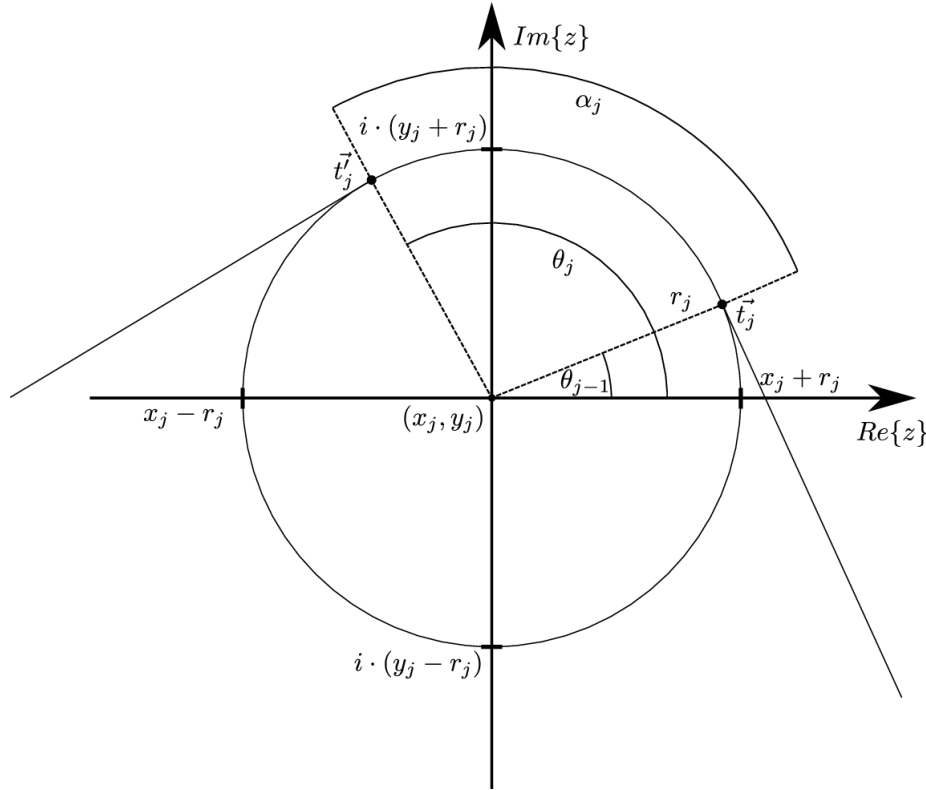


Abbildung 3.12: Bestimmung des Umschlingungswinkels einer Seilrolle

Dieser wird durch die Bildung des Skalarprodukts der beiden Vektoren bestimmt.

$$\alpha_j = |\theta_j - \theta_{j-1}| = \arccos \left(\frac{[\vec{t}_j - \begin{pmatrix} x_j \\ y_j \end{pmatrix}] \circ [\vec{t}'_j - \begin{pmatrix} x_j \\ y_j \end{pmatrix}]}{\|[\vec{t}_j - \begin{pmatrix} x_j \\ y_j \end{pmatrix}]\| \cdot \|[\vec{t}'_j - \begin{pmatrix} x_j \\ y_j \end{pmatrix}]\|} \right) \quad (3.8)$$

oder alternativ nach (6.12):

$$\alpha_j = |\text{atan2}(\sin(\theta_j), \cos(\theta_j)) - \text{atan2}(\sin(\theta_{j-1}), \cos(\theta_{j-1}))| \quad (3.9)$$

Eine besondere Konfiguration des Systems besteht aufgrund der Drehsymmetrie sobald $\gamma = \chi$ gewählt wird. Der Winkel χ bildet hierbei einen geometrisch festen Winkel (siehe Abbildung 3.10) des Systems. Es gilt in diesem Fall folgende Äquivalenz:

$$\alpha_1(\varphi) = \alpha_2(\varphi, \gamma = \chi), \quad \text{mit } \chi = \arctan\left(\frac{x_R}{y_R}\right) \wedge \forall \varphi \in \mathbb{R} \quad (3.10)$$

Wie bereits zu Anfang des Kapitels beschrieben, wird ein Piezoaktuator genutzt dessen Position (x_p, y_p) stets auf der Winkelhalbierenden des Umschlingungswinkels α_1 gefordert wird, um auftretende Momente zu minimieren. In Abbildung 3.13 beschreibt der Piezoaktuator eine Kreisbahn mit dem Radius r_p .

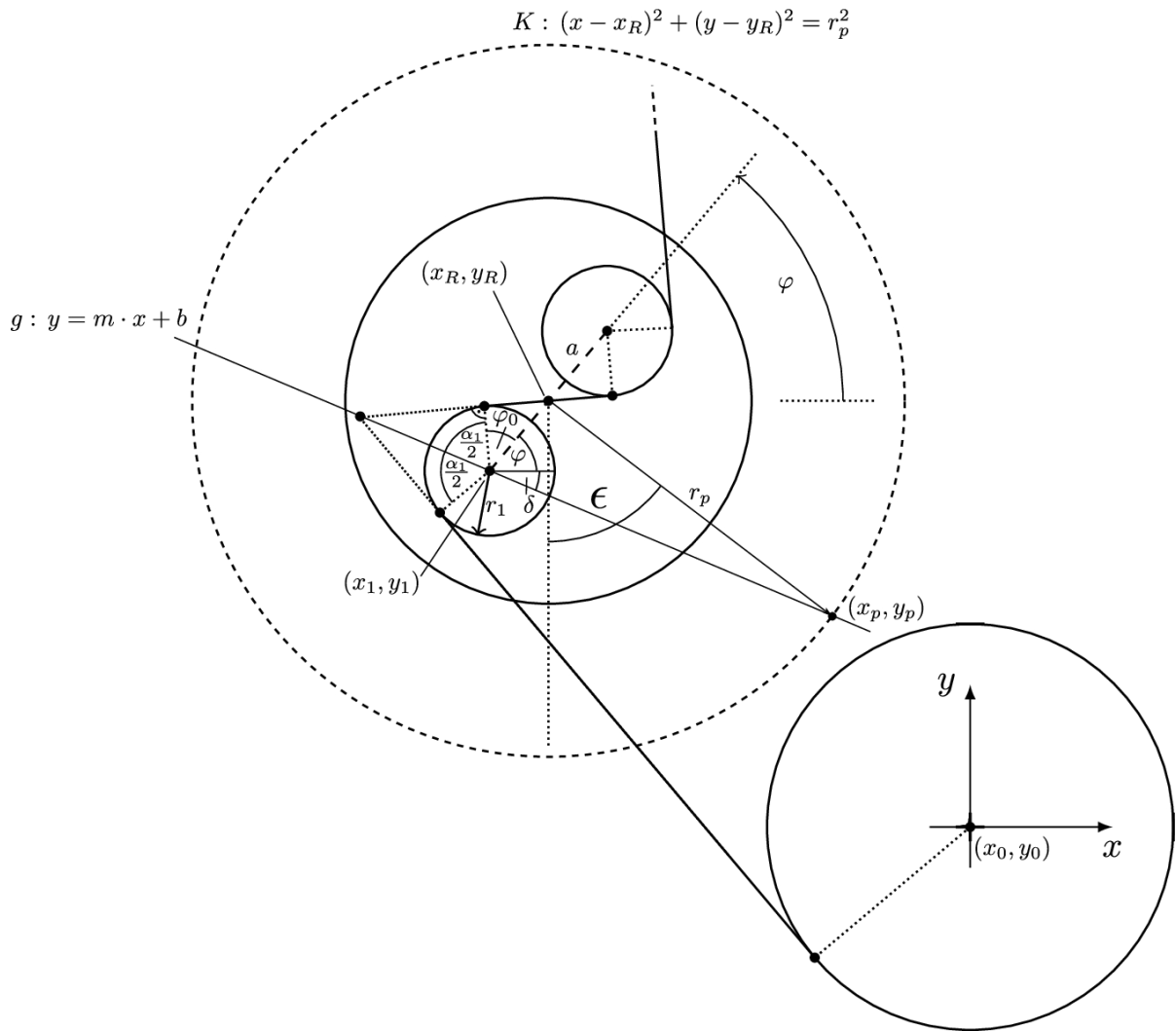


Abbildung 3.13: Geometrie des Piezowinkels ϵ

Durch das Einsetzen der Gerade g in die Kreisgleichung K ergibt sich der Schnittpunkt bzw. die Position des Piezoaktuators zu:

$$x_p = -C_I + \sqrt{C_I^2 - C_{II}} \quad (3.11)$$

$$y_p = m \cdot x_p + b \quad (3.12)$$

$$\text{mit: } \varphi_0 = \arccos\left(\frac{2 \cdot r_1}{a}\right)$$

$$\delta = \pi - \varphi_0 - \varphi - \frac{\alpha_1}{2}$$

$$m = -\tan(\delta)$$

$$b = y_1 - m \cdot x_1$$

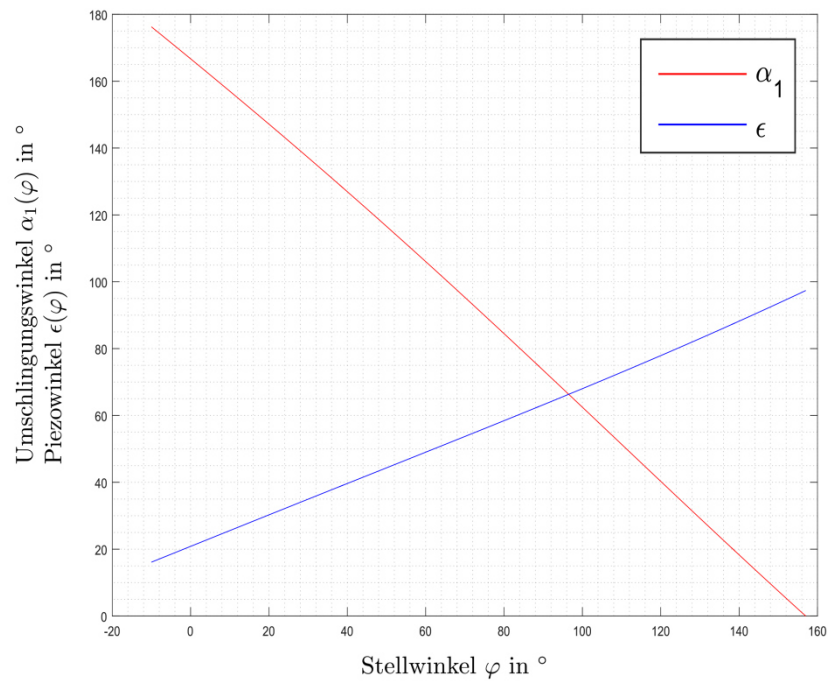
$$C_I = \frac{m \cdot (b - y_R) - x_R}{1 + m^2}$$

$$C_{II} = \frac{x_R^2 + (b - y_R)^2 - r_p^2}{1 + m^2}$$

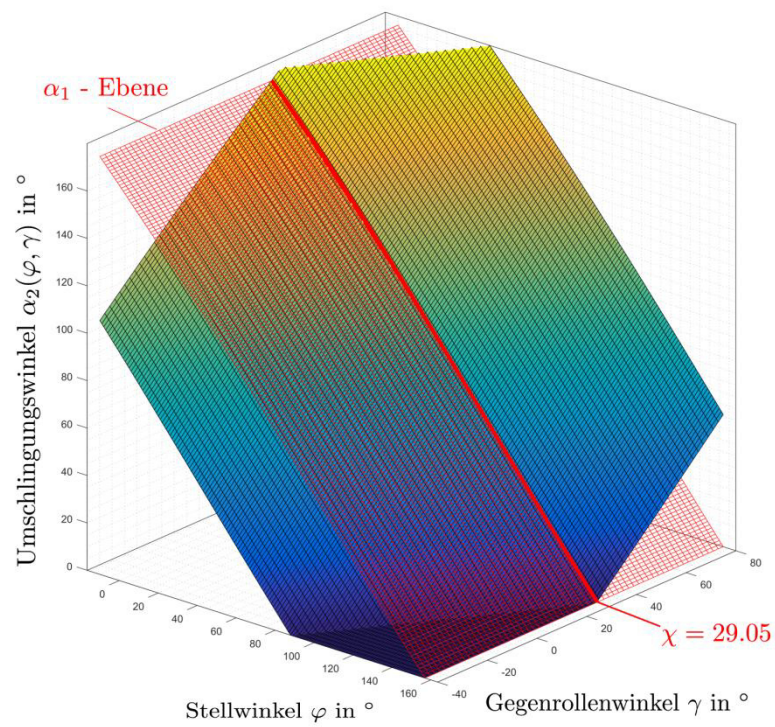
Mithilfe des Vektors vom Zentrum des Stellrads zum Schnittpunkt (x_p, y_p) und dem Einheitsvektor der y-Achse $\vec{e}_y = [0, -1]^T$ wird ein Winkel aufgespannt, der dem gesuchten Piezowinkel ϵ des Aktuators entspricht.

$$\epsilon = \arccos\left(\frac{\vec{e}_y \circ \left[\begin{pmatrix} x_p \\ y_p \end{pmatrix} - \begin{pmatrix} x_R \\ y_R \end{pmatrix}\right]}{|\vec{e}_y| \cdot \left\|\begin{pmatrix} x_p \\ y_p \end{pmatrix} - \begin{pmatrix} x_R \\ y_R \end{pmatrix}\right\|}\right) \quad (3.13)$$

Für die Umschlingungswinkel sind nun die dazugehörigen Funktionen (3.1) und (3.2) bekannt. Jedoch aus praktischer Sicht zunächst nicht von nutzen, da im Normalfall ein bestimmter Umschlingungswinkel der Seilrolle gewünscht wird. Durch Vorgabe der Umschlingungswinkel sind also die inversen Funktionen von (3.1) und (3.2) notwendig. Diese sind jedoch nur numerisch zu lösen. Praktikabler erweist sich hingegen die Ermittlung der spezifischen Kennlinien für das System aus Abbildung 3.14 basierend auf den konstruktiven Parametern in 6.2. Aus Abbildung (a) gehen die Kennlinien für den Umschlingungswinkel $\alpha_1(\varphi)$ und Piezowinkel $\epsilon(\varphi)$ hervor. In Abbildung (b) wird das Kennfeld des Umschlingungswinkels $\alpha_2(\varphi, \gamma)$ aufgeführt. Bei Überlagerung der Konfigurationsebenen von α_1 und α_2 wird zudem die Äquivalenz beider Umschlingungswinkel durch die Schnittgerade, wie der Zusammenhang in (3.10) beschrieben wird, deutlich.



(a)



(b)

Abbildung 3.14: (a) Kennlinien des Umschlingungswinkels α_1 und Piezowinkels ϵ
(b) Kennlinienfeld des Umschlingungswinkels α_2

3.2.3 Elektronik

Die Schnittstelle zwischen Prüfstand und Echtzeit-Computer erfolgt über einen zentralen EtherCat-Klemmverbund [Bec16]. Die Kommunikation zwischen allen Teilnehmern, siehe Abbildung 3.15, wird durch Ethernet realisiert. Des Weiteren wird der Antriebsmotor des Prüfstands über einen Elmotreiber [Elm17], der ebenfalls mit dem EtherCat-System über Ethernet kommuniziert, angesteuert. Der EtherCat-Klemmverbund ist neben einem Buskopppler, mit einem Analogausgang zum Betrieb des Piezotreibers, einem zweikanaligen Inkrementalencoder zum Auslesen der Seilrollenwinkel und zwei Widerstandsbrücken für die Dehnungsmessstreifen des Kraftsensors und des Piezoaktuators ausgerüstet.

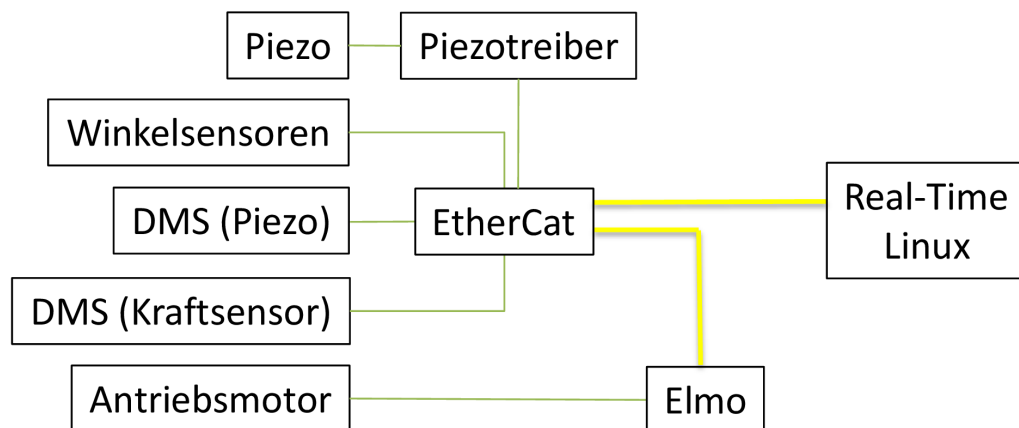


Abbildung 3.15: Prüfstandsinfrastruktur

3.2.4 Aktuatorik

Die Aktuierung der Antriebsrolle auf Vakuumseite erfolgt außerhalb der Thermalvakuumkammer über einen ILM85 (siehe Abbildung 3.16) und einem HarmonicDrive Getriebe mit einer Übersetzung von 50:1. Die Abtriebswelle des Getriebes ist hierzu mit einer speziell verdichteten Wellendurchführung der Kammer durch eine Federstegkupplung gekoppelt.

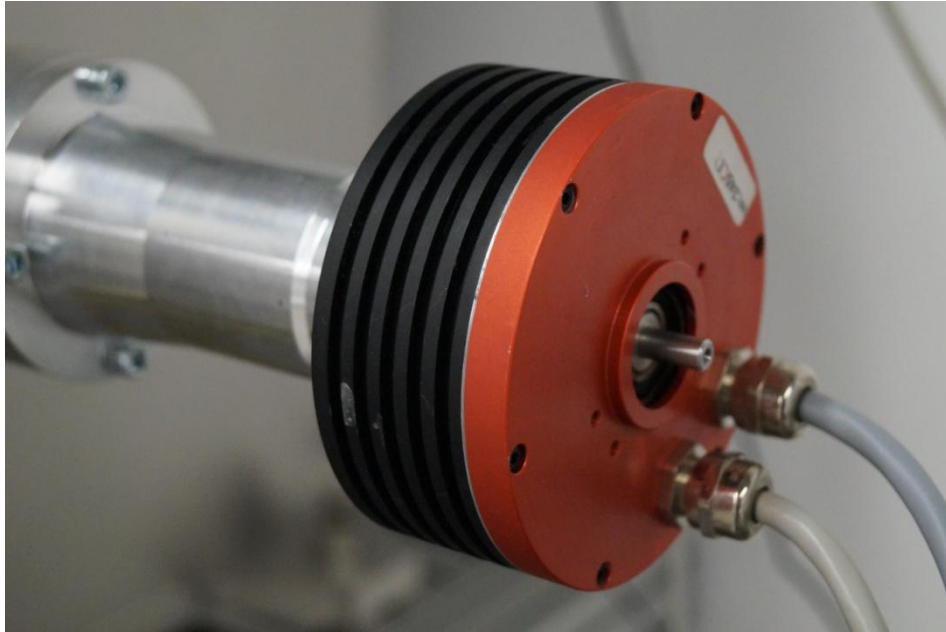
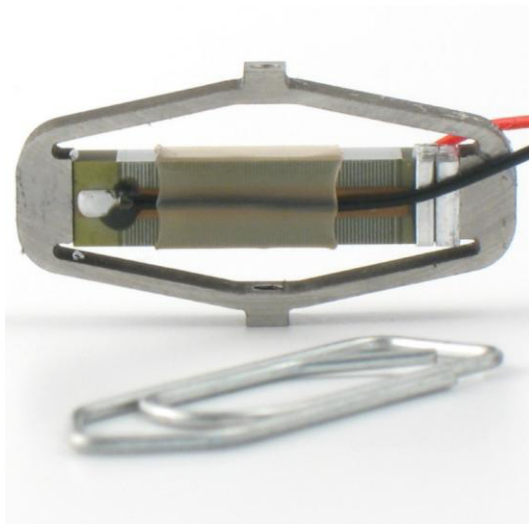


Abbildung 3.16: Antriebsmotor ILM85

Zur Generierung von Sinusschwingungen wird ein Piezoaktuator verwendet, dessen Spezifikation für den Betrieb im Hochvakuum erfüllt ist. Durch ein fehlendes Medium (Umgebungsluft) zur Wärmeabfuhr ist der Aktuator ebenfalls für hohe Temperaturen ausgelegt.



(a)



(b)

Abbildung 3.17: (a) Piezoaktuator APA60S [Ced17]; (b) Piezotreiber MX200 [Sci17]

Nach der Herstellerdokumentation berechnet sich die Auslenkung ΔU der Piezokeramik in Abhängigkeit der Spannung V , dem Kraftfaktor N und der Steifigkeit K . Liegt zudem eine statische Last F in Wirkrichtung des Aktuators vor, die kleiner ist als die Blockierkraft F_0 , muss sinnbildlich die Verschiebung der Lösungsgeraden auf der Auslenkungsachse berücksichtigt werden. Da die Wirkrichtung des Piezoaktuators stets auf der Winkelhalbierenden des

Umschlingungswinkels α_1 liegen soll, definiert sich nach Kräftegleichgewicht die statische Last F zu:

$$F = F_{pre} \cdot \sqrt{2 \cdot (1 + \cos(\pi - \alpha_1))} \quad (3.14)$$

Mit Berücksichtigung einer anliegenden statischen Last durch das Seil, folgt für die Auslenkung:

$$\Delta U = \frac{N \cdot V - F}{K} = \frac{N \cdot V}{K} - \Delta L, \quad N = \frac{F_0}{K} \quad (3.15)$$

Durch Auflösen nach der Spannung V folgt:

$$V = \frac{(\Delta U + \Delta L) \cdot K}{N}, \quad \Delta U = a_p \quad (3.16)$$

Da die mechanische Struktur des Aktuators rücktreibend auf die Auslenkung durch die Piezokeramik wirkt ist eine rein positive sinusoidale Spannung zu beaufschlagen.

$$V_{\sin}(t) = \frac{V}{2} \cdot \sin(2 \cdot \pi \cdot f_p \cdot t) + \frac{V}{2} \quad (3.17)$$

Im Anschluss erfolgt die Skalierung der errechneten Eingangsspannung für den Piezotreiber mit einem Gain von 20.

$$\hat{V}_{\sin}(t) = \frac{1}{20} \cdot V_{\sin}(t) \quad (3.18)$$

3.2.5 Sensorik

Während eines Versuchs werden die Positionen der Seilrollen, die Position, die Geschwindigkeit und der Strom des Antriebsmotors, die Seilzugkraft und der Weg des Piezoaktuators aufgezeichnet. Die Messung der Seilrollenpositionen erfolgt über einen institutseigenen Inkrementalencoder mit magnetoresistivem Lesekopf und einem magnetischen Polrad auf der Unterseite der Seilrolle. Die Konfiguration wird in Abbildung 3.18 gezeigt.

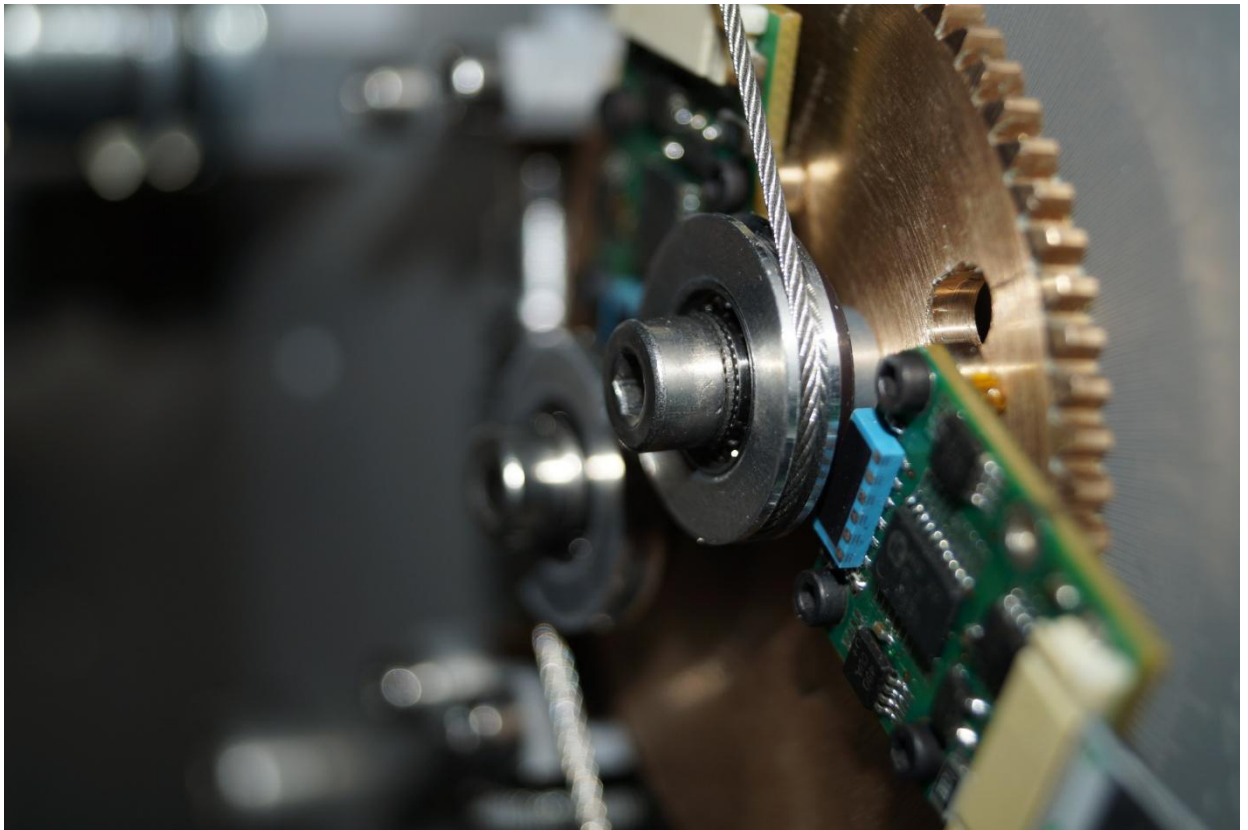


Abbildung 3.18: Positionserfassung der Seilrollen

Zur Messung der Zugkraft wurde ein Kraftsensor wie in Abbildung 3.19 realisiert, da die am Markt angebotenen Lösungen entweder zu groß dimensioniert sind oder die Spezifikation für ein Vakuum nicht erfüllen.

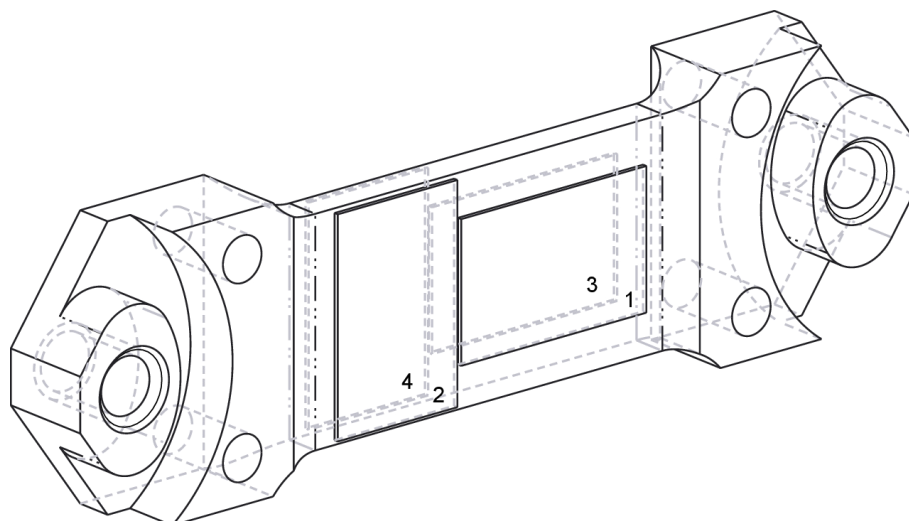


Abbildung 3.19: Messkörper des Kraftsensors mit nummerierten Messgittern

Um dennoch nicht auf eine direkte Zugkraftmessung der Seile zu verzichten und eine hysteresebehaftete indirekte Messung über den Motorstrom zu vermeiden, wurde ein Messkörper konstruiert, der erlaubt die Prüfseile möglichst leicht zu montieren. Der Messkörper

wurde hierbei so gestaltet, dass dieser bei einer Zuglast von 200 N eine Dehnung von 1 ‰ aufweist. Um Störungen durch parasitäre Spannungskomponenten zu minimieren ist der Messkörper derart gestaltet, dass sich die Dehnungsmessstreifen parallel zur Hauptspannungsrichtung aufbringen lassen. Die Messfläche wurde hierbei mit einer Vollbrücke besetzt um eine reine Kraftmessung zu realisieren und den Effekten von Querdehnung und Temperaturdrift entgegenzuwirken [Gie94]. Die Messkontakte der DMS werden mit einer Trägerplatine (siehe Abbildung 3.20) verlötet um die empfindlichen dünnen Drähte nicht zu belasten.

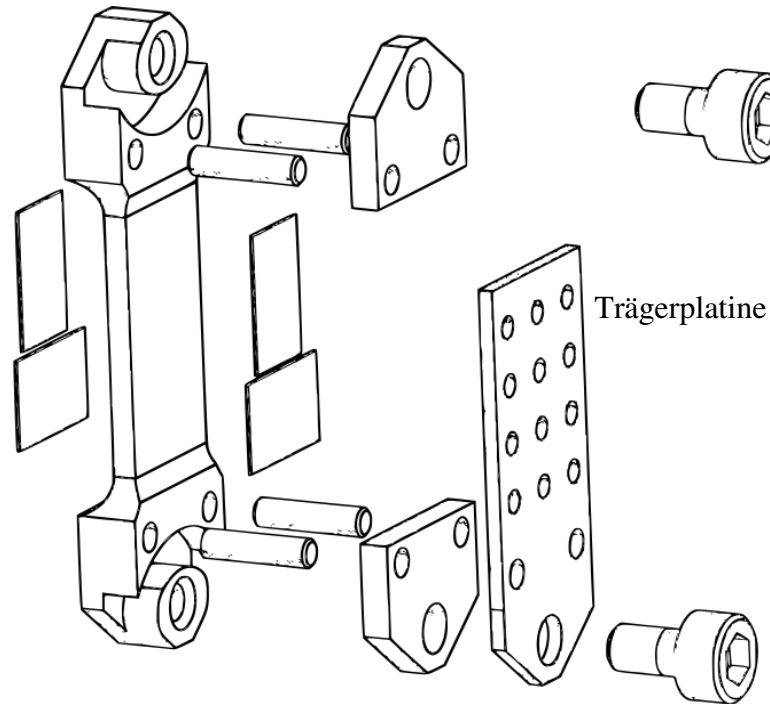


Abbildung 3.20: Explosionsansicht des Kraftsensors

Um das Herausgleiten der Seilschlaufen zu vermeiden wird auf jede Seite ein Deckel platziert. Hierzu werden zunächst zwei zylindrische Passstifte pro Seileinhängpunkt eingesetzt und anschließend durch eine Schraube fixiert. Auf dem antriebsseitigen Einhängpunkt wird noch die Trägerplatine befestigt.

3.2.6 Software

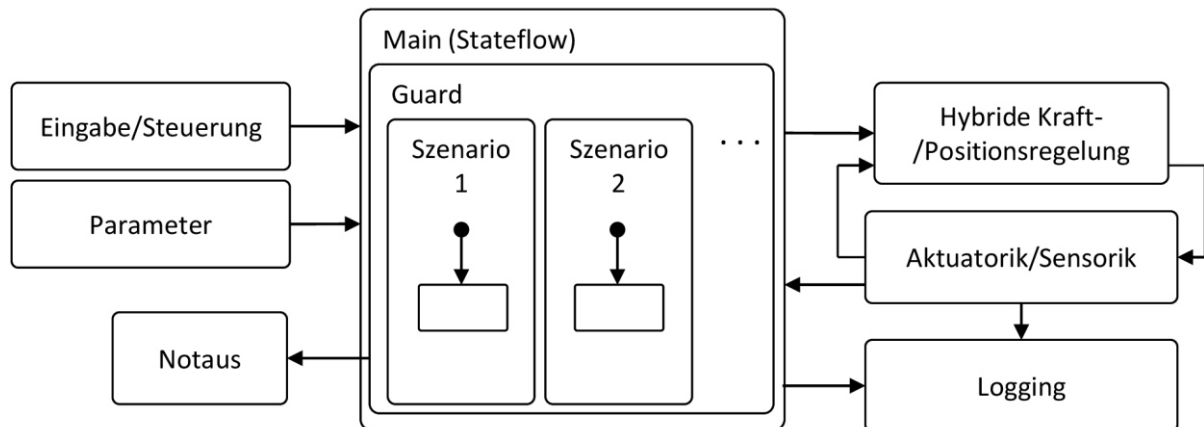


Abbildung 3.21: Überblick der Prüfstandssoftware

Die Steuerung des Teststands erfolgt über Matlab/Simulink [Mat17]. Die Steuerungssoftware erlaubt es hierbei verschiedene Prozeduren zu automatisieren. Abbildung 3.21 zeigt den Aufbau der Software auf höchster Ebene dar. Zu Anfang findet die Eingabe und Auswahl von szenariospezifischen Parametern und Prozeduren statt, dies beinhaltet zum Beispiel die Anzahl der Gesamtzyklen, die Lastkraft, die Vorspannung usw. Nach dem die Freigabe durch den Anwender stattfindet, wird die ausgewählte Prozedur ausgeführt bis eine definierte Abbruchbedingung erfüllt wird oder eine Sicherheitsverletzung vorliegt. Jede Prozedur, damit auch die Szenarien 1 und 2, werden als Stateflow Charts im Guard des Mainblocks implementiert und können jederzeit um weitere Programmabläufe erweitert werden. Zusätzliche Prozeduren sind zweckmäßig zur Justierung des Prüflings implementiert und werden daher nicht weiter ausgeführt. Die zwei Hauptprozeduren, deren Ablauf nachfolgend dargestellt wird, bilden hierbei die zwei definierten Szenarien.

Das erste Szenario nach Abbildung 3.22 untergliedert sich in zwei Phasen. Zunächst wird eine Vorspannung F_{pre} angefahren. Ist die Vorspannung erreicht folgt eine Ruhephase von t_{rest} Sekunden, woraufhin das Seil mit einer Zuglastkraft F_{load} belastet wird. Der Lastzustand wird t_{hold} Sekunden gehalten. Nachdem die Haltezeit erreicht ist fährt der Antrieb zurück auf Vorspannung. Die zwei Zustände werden im Wechsel angefahren bis eine definierte Anzahl an Gesamtzyklen n_{cyl} erreicht ist und die Prozedur beendet. Das zyklische Anfahren verfolgt hierbei das Ziel, darüber Aufschluss zu finden, ob das Seil durch Kaltverschweißungseffekte eine zusätzliche Steifigkeit ins System einspeist und somit für dieselbe Trajektorie eine höhere Krafteinleitung durch den Antrieb erfordert.

Das zweite Szenario nach Abbildung 3.23 wird ebenfalls kraftgeregelt durchgeführt. Hierzu wird zunächst eine statische Vorspannung F_{pre} im Seil hergestellt. In diesem Zustand wird die Erste der beiden Seilrollen periodisch mit einer definierten Peak-To-Peak Amplitude von a_p μm und einer Frequenz von f_p Hz in Schwingung versetzt. Eine vollständige Lastperiode wird demnach definiert durch einen Schwingungsanteil und einen schwingungsfreien Rastanteil. Nach der Lastperiode wird eine definierte Lastkraft F_{load} angefahren um eventuelle Kaltverschweißung im Seil und/oder mit der Seilrolle zu lösen. Wird hierbei ein kurzzeitiger Anstieg

zum herkömmlichen linearen Kraftanstieg gemessen, so lässt sich hierdurch die Adhäsionskraft aus dem Kraftverlauf bestimmen. Wie zum ersten Szenario wird ebenfalls dieses durch Erreichen der Anzahl der Gesamtzyklen n_{cyl} beendet.

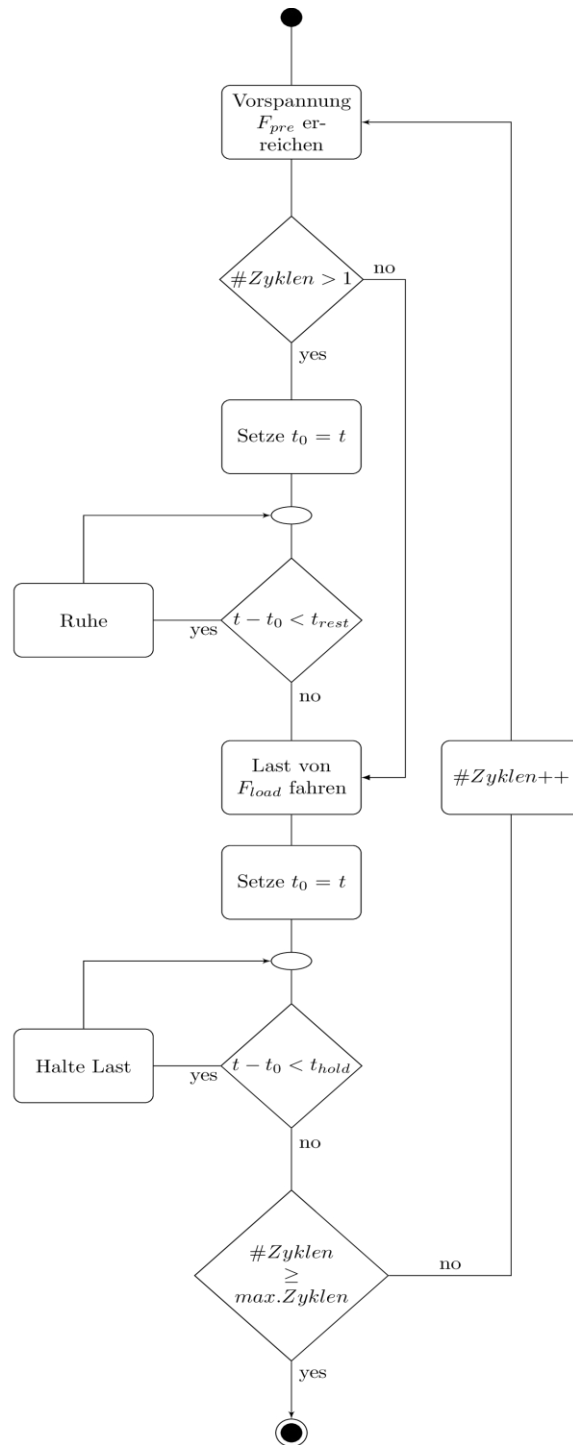


Abbildung 3.22: Flussdiagramm des ersten Szenarios

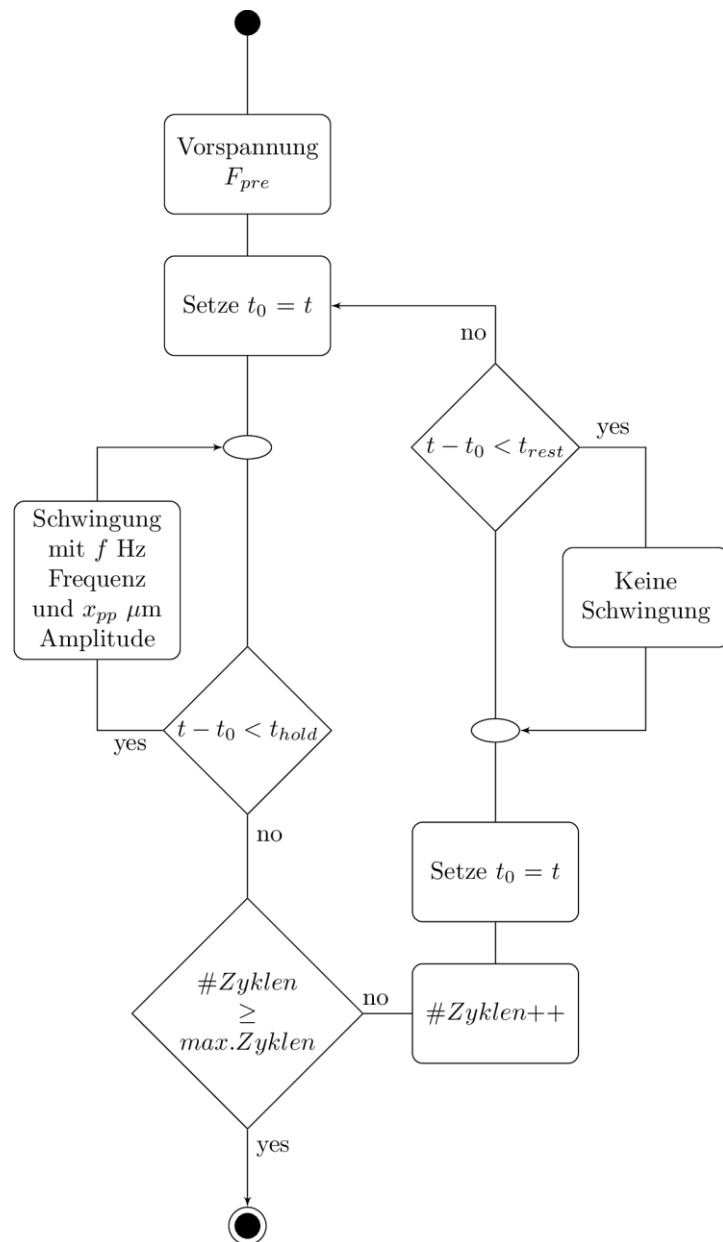


Abbildung 3.23: Flussdiagramm des zweiten Szenarios

Sicherheitsmechanismen

Der bereits erwähnte Wächterchart Guard dient dazu während des gesamten Versuchs die Sicherheitsbedingungen zu prüfen. Wird beispielsweise eine der Szenarien- oder Justierungsprozeduren ausgeführt überwacht der übergeordnete Chart jegliche Sicherheitsbedingungen. Dies beinhaltet beispielsweise eine maximal zulässige Zugkraft oder ein manuelles Stoppsignal durch den Anwender. Wird eine Bedingung verletzt, wird die Prozedur abgebrochen und Guard sendet ein Notausignal an die Aktuatoren des Teststands aus. Dieses wird solange aufrecht erhalten bis der Notaus vom Anwender quittiert wird.

Hybride Kraft-/Positionsregelung

Die Steuerung bzw. die Regelung des Antriebsmotors erfolgt auf zwei unterschiedliche Arten in Anlehnung an den Ansatz einer hybriden Kraft- und Positionsregelung [RC81]. Die Idee

dieser Regelarchitektur besteht darin einen Selektionsvektor $\vec{\Sigma}$ mit $W_{\Sigma} = \{0,1\}$ einzuführen, dessen Elemente die Regelungsmethode eines Freiheitsgrades bestimmen. Eine 0 signalisiert eine Positionsregelung; eine 1 dementsprechend eine Kraftregelung.

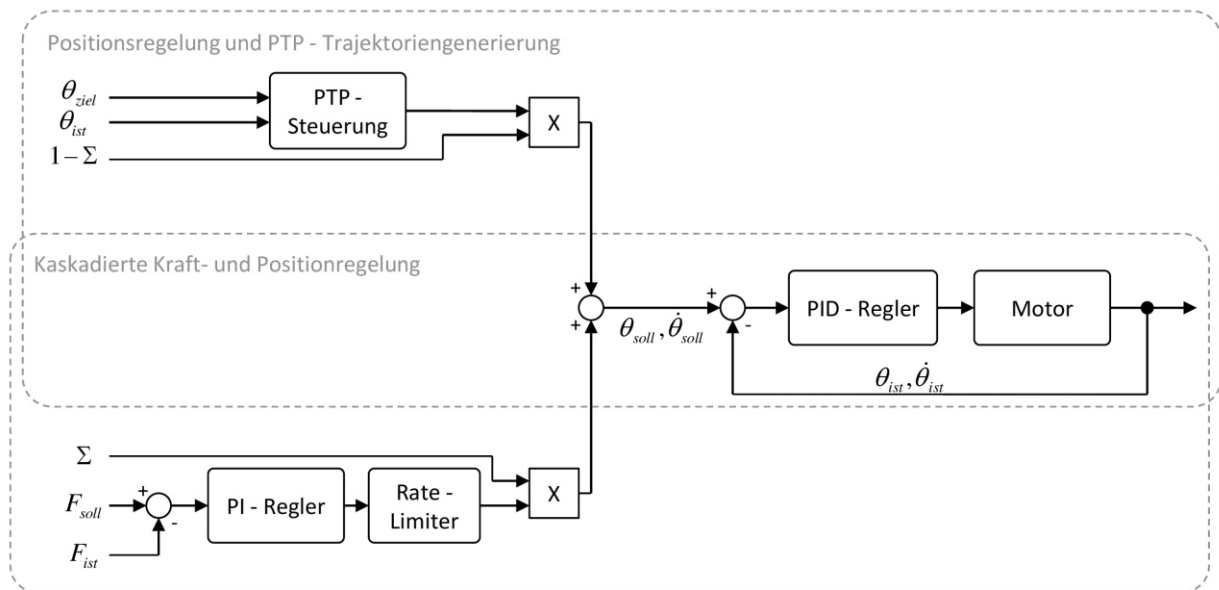


Abbildung 3.24: Hybride Kraft- und Positionsregelung

Das Konzept basiert nach [RC81] auf einem mehrdimensionalen Regelungsproblem, im vorliegenden besteht lediglich ein eindimensionales Problem, sodass sich Σ auf ein Skalar reduziert. Dargestellt in Abbildung 3.24 besteht demnach die Möglichkeit durch Σ zwischen den beiden Regelungskonzepten umzuschalten. Die erste Möglichkeit besteht in einer reinen Positionsregelung mit Vorgabe der Trajektorie durch eine PTP-Steuerung nach Abbildung 3.25. Hierbei wird ein Zielwinkel, die maximale Geschwindigkeit und Beschleunigung zur Trajektoriengenerierung vorgegeben. Nach Vorgabe wird ein Geschwindigkeitsprofil berechnet, dessen Integral der Differenz zwischen Zielwinkel und aktuellem Motorwinkel entspricht.

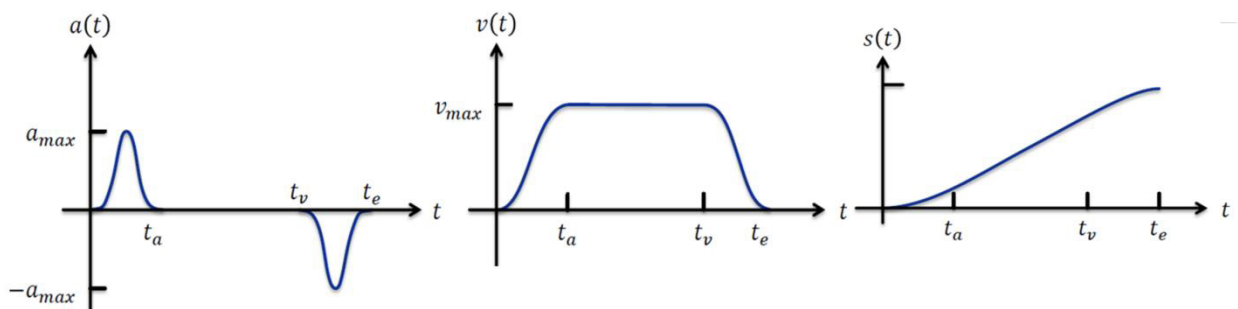


Abbildung 3.25: Sinoidenprofil für PTP-Steuerung nach [Ber15]

Durch die Möglichkeit die maximale Geschwindigkeit und Beschleunigung zu begrenzen, lassen sich weiche Bahnverläufe für die zyklische Be- und Entlastung des Seiles realisieren. Die mathematische Formulierung zur Berechnung der Trajektorie in Form von Sinoidenprofile ist Anhang 6.3 zu entnehmen.

Die zweite Möglichkeit besteht in einer kaskadierten Regelstruktur. Die Führungsgröße der Positionsregelung des Motors wird dabei durch eine äußere Kraftregelung vorgegeben. Die aktuelle Seilzugkraft F_{ist} wird wiederum durch den Kraftsensor ausgegeben. Um sprunghafte Änderungen des Winkels zu vermeiden wird im Anschluss zum PI-Regler der Kraftschleife ein Rate-Limiter zur Begrenzung der Führungsgrößenänderung implementiert. Dies dient vorrangig dem Schutz des empfindlichen Piezoaktuators.

4. Experimentelle Untersuchung der Kaltverschweißung

Mithilfe des im vorangegangenen Kapitels erarbeiteten Prüfstandes werden in diesem Kapitel die Durchführung und Beobachtungen der Kaltverschweißung von Metallseilen und Seilrollen beschrieben. Die experimentelle Untersuchung erfolgt unter unterschiedlichen Konfigurationen, die durch den Prüfstand bereitgestellt werden.

4.1 Vorbereitung

Zur Messungen der Seilzugkräfte auf sehr engem Raum wurde ein eigener Zugkraftsensor konstruiert und mit Dehnungsmessstreifen bestückt. Die Kalibrierung des Sensors erfolgte über ein Referenzgewicht von 3.75 kg. Je nach Szenario sind folgende vorbereitende Schritte für ein Experiment notwendig. Allem voran muss der Innenraum der Vakuumkammer gereinigt sein, sowie Bauteile die ausgasen entfernt werden um ein akzeptables Vakuum erzeugen zu können. Für beide Szenarien sind folgende Schritte vorzunehmen:

1. Berechnung bzw. Ablesen der berechneten Konfigurationsparameter aus der Ausgabe der Berechnungssoftware bzw. Tabelle 4.2
2. Einstellen des Prüfstands
 - a. Szenario 1: Stellrad und Gegenrolle nach Vorgabe positionieren
 - b. Szenario 2: Stellrad, Gegenrolle und Piezoaktuator nach Vorgabe positionieren
3. Das zu untersuchende Prüfseil wird in der passenden Länge mit einer Öse und einem Terminal versehen
4. Die Seilrollen werden mit einem Ringmagnet bestückt und einem vakuumtauglichen Schmiermittel versehen (zum Beispiel Fomblin)
5. Montieren der beiden Seilrollen
 - a. Szenario 1: Beide Seilrollen in die zwei dafür vorgesehenen Schraubgewinde des Stellrads montieren
 - b. Szenario 2: Die erste Seilrolle wird auf das Trägerelement des Piezoaktuators befestigt. Die zweite Seilrolle wird in das Schraubengewinde des Stellrads montiert
6. Einhängen der Öse des Prüfseils in den Kraftsensor und dessen Terminal in den Schnellwechselverbinder
7. Nach dem Einfädeln des Prüfseils besteht die Möglichkeit das Seil geringfügig über den Seilspanner der Gegenrolle zu spannen. Alternativ wird die erforderliche Spannung mit dem Antrieb hergestellt.
8. Schließen der Vakuumkammer und Erzeugen eines Vakuums von mindestens $4 \cdot 10^{-4}$ mbar.
9. Eingabe der szenarienspezifischen Parameter Ruhezeit, Haltezeit, Gesamtzyklen, Vorspannung und Haltekraft.
10. Starten der Prozedur.

4.1.1 Prüfstandskonfiguration

Aus den hergeleiteten kinematischen Beziehungen in Kapitel 3.2.2 des Prüfstands werden für die interessierenden Umschlingungswinkel α_1 bzw. α_2 die Prüfstandsparameter φ und ϵ berechnet, wobei $\gamma = \chi$ gilt. Tabelle 4.2 zeigt die vorzunehmenden Einstellungen für gängige Umschlingungswinkel.

Tabelle 4.2: Prüfstandskonfiguration bei gängigen Umschlingungswinkel

| | | | | | | | | | | |
|--|-------|-------|------|-------|------|------|------|------|------|------|
| Seilrollendurchmesser in mm | 11 | 16 | 11 | 16 | 11 | 16 | 11 | 16 | 11 | 16 |
| Umschlingungswinkel α in $^\circ$ | 30 | | 60 | | 90 | | 120 | | 150 | |
| Schneckenradwinkel φ in $^\circ$ | 111.0 | 129.3 | 82.9 | 102.2 | 55.1 | 74.9 | 26.0 | 46.7 | -4.6 | 17.1 |
| Piezowinkel ϵ in $^\circ$ | 81.4 | 82.7 | 68.7 | 69.1 | 56.1 | 56.0 | 42.9 | 42.8 | 28.9 | 28.9 |

Die Einstellung wird über die aufgelaserten Skalen der Basisplatte vorgenommen. Bei der Einstellung des Prüfstands für das zweite Szenario, das starke Vibration beinhaltet, werden zudem Schnorr-Unterlegscheiben zur Vermeidung des Lösens der Schrauben genutzt.

4.1.2 Prüfseile



Abbildung 4.1: Seilprobe

Die Prüfseile werden nach Abbildung 4.1 angefertigt. Die Länge des Prüflings wird hierbei durch die Systemkonfiguration bestimmt und lässt sich durch die implementierte Software automatisch berechnen. Das dem Zugkraftsensor zugewandte Seilende wird mit einer Öse versehen und in den Kraftsensor eingelegt. Das Seilende der passiven Feder zugewandten Seite wird mit einem Pressklemmenterminale versehen und in ein speziellen Schnellwechselverbinder (siehe Abbildung 4.2) eingelegt.

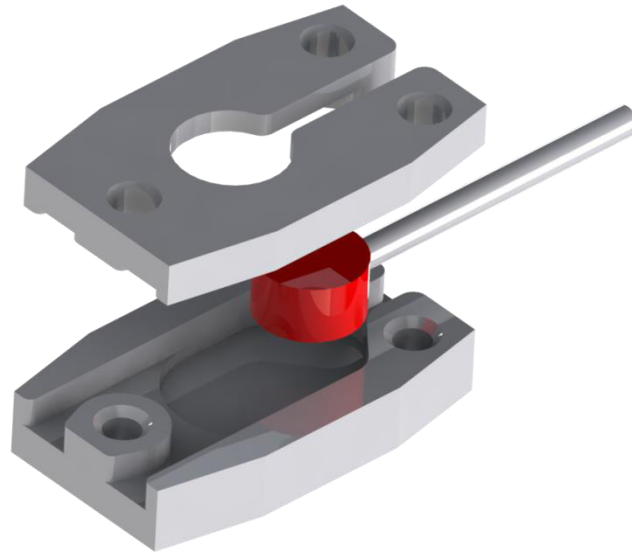


Abbildung 4.2: Schnellwechselverbinder

Der Zugkraftsensor und der Schnellwechselverbinder sind wiederum über ein Zylonkunststoffseil mit dem Antrieb bzw. der passiven Feder (siehe Abbildung 3.8) verbunden, da diese keinen Einfluss auf die Kraftzunahme durch Kaltverschweißungsphänomene ins System einspeist.

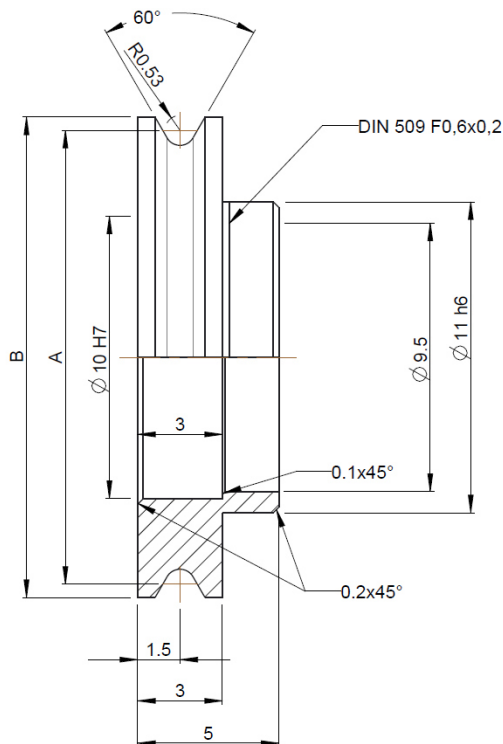
4.1.3 Seilrollen

Die Seilrollen bilden im applikationsspezifischen Prüfstand die Umlenkrollen der Spacehand nach und sind die einzigen Kontaktpartner des Seiles. In jede Seilrolle werden ein Miniaturwälzlager des Typs MR106-2Z-VA und ein Ringmagnet eingeklebt. Abbildung 4.3 zeigt zwei eloxierte Seilrollen mit bereits eingeklebten Wälzlagern.



Abbildung 4.3: Seilrollenproben

Die eingeklebten Miniaturwälzlager werden zuvor im Ultraschallbad gereinigt und mit dem Schmiermittel Fomblin (Perfluoropolyether) gefüllt. Fomblin bietet sich als Schmiermittel an, da es einen niedrigen Dampfdruck aufweist und somit für den Betrieb im Hochvakuum geeignet ist. Zudem bietet es zu herkömmlichen synthetischen Schmiermitteln einen breiteren Betriebstemperaturbereich, insbesondere in Minusgraden. Im Laufe der Versuchsdurchführung werden unterschiedliche Seilrollen hinsichtlich ihrer Legierung und der Dimension untersucht. Dabei werden hinsichtlich der Dimension, Seilrollen mit einem effektiven Durchmesser von 11 mm und 16 mm nach Abbildung 4.4 genutzt.



| Typ | \varnothing Seilrolle | A | B |
|-----|-------------------------|-------|----|
| 1 | 11 | 11.06 | 12 |
| 2 | 16 | 16.06 | 17 |

Abbildung 4.4: Seilrollentypen

Neben verschiedenen Dimensionen werden unlegierte Seilrollen und eloxierte Seilrollen verwendet, wobei das Grundmaterial stets Aluminium 7075 ist. Der rechtsseitige Wellenabsatz wird mit einem Ringmagnet versehen um die Position durch einen Inkrementalencoder erfassen zu können. Die Konfiguration ist in Abbildung 3.18 dargestellt.

4.2 Inbetriebnahme des Prüfstands

Bevor die Durchführung der eigentlichen Prüfreihe beginnen konnte, wurden zuvor testweise einige Langzeittest durchgeführt um ein ungewünschtes Verhalten und mögliche Fehler zu beseitigen. Hierbei hat sich herausgestellt das die Zylonseile wie angenommen keinen störenden zusätzlichen Steifigkeiten durch Kaltverschweißungsphänomene erbringen, jedoch im Zeitraum einer Prüfdauer ein deutliches Kriechen aufzeigen. In Abbildung 4.5 wird das Kriechen ersichtlich. Nach 19,5 h statischer Last sinkt die Seilzugkraft von 180 N auf etwa 165 N ab. Das entspricht einem Verlust von 8.3 %.

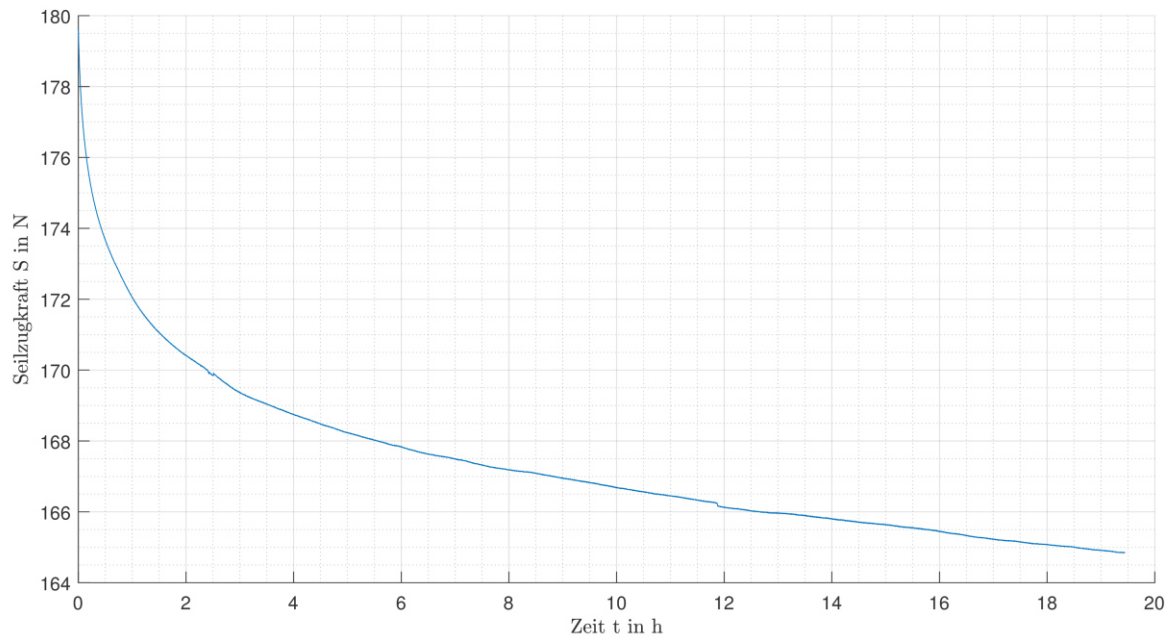


Abbildung 4.5: Kriechverhalten des Zylonseils bei statische Last $S(t=0) = 180 \text{ N}$

Die Längenänderung der Seile führt zu einem Drift des gemessenen Seilzugkraftverlaufs, da die Beanspruchung der Seile im ersten Szenario wegbasiert (siehe Abbildung 3.25) stattfindet. Eine Rekalibrierung der Zielwinkel (jede 500 Zyklen) für die wegbasierte Beanspruchung brachte ebenfalls kein zufriedenstellendes Ergebnis.

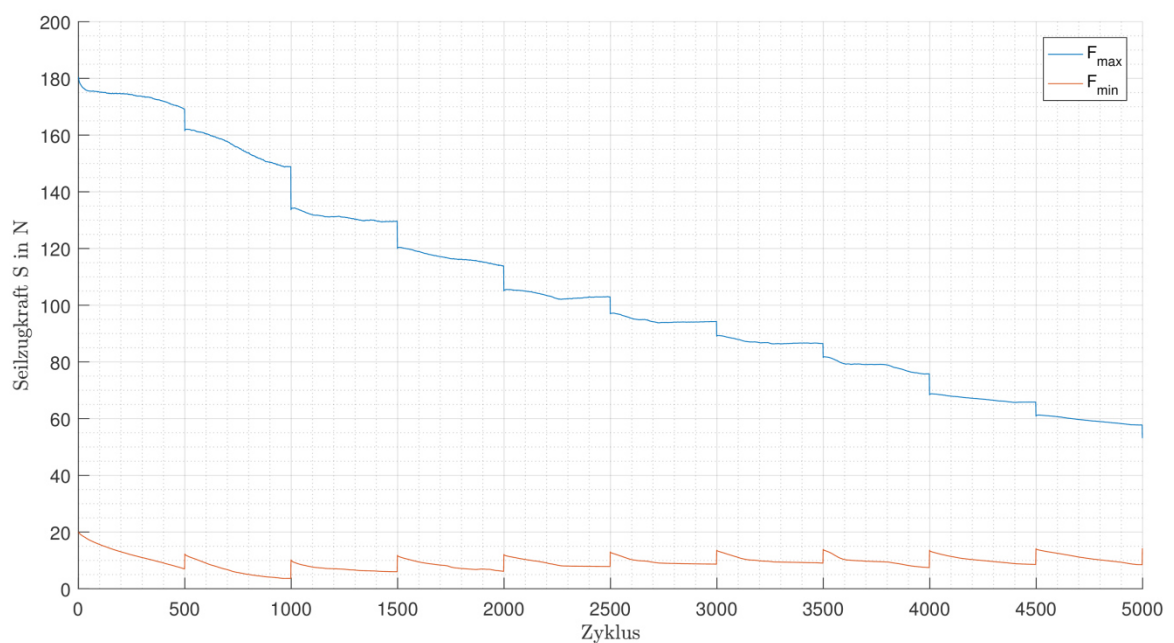


Abbildung 4.6: Kompensationsversuch durch Rekalibrierung der Fahrwinkel

Es wurde hierbei nicht erreicht die Korrekturwinkel anzufahren, die zur Kompensation des Drifts nötig sind. Aus diesem Grund wird dazu übergangen das erste Szenario wie das zweite Szenario ebenfalls kraftbasiert zu regeln.

Indirekte wegbasierte Ermittlung der Reibungsbiegesteifigkeit

Der Seilzugkraftverlust ΔS wird in diesem Fall nach jedem Zyklus indirekt durch den Abgleich der Ersatzsteifigkeiten des Systems erfolgen. Hierzu wird zunächst die Ersatzsteifigkeit aus dem Seilzugkraftverlauf über den relativ gemessenen Weg x des Antriebs nach Abbildung 4.7 aufgetragen. Für den relativen Antriebsweg des i ten Zyklus ergibt sich aus dem Antriebsrollenradius r_0 , der Motorwinkel θ_i und der Übersetzung des HD-Getriebes $ratio_{HD}$:

$$x_i(t) = \frac{r_0}{ratio_{HD}} \cdot (\theta_i(t) - \theta_i(t_0)) \quad (4.1)$$

Die Seilkraft S wird direkt gemessen und bedarf keiner Umrechnung. Der Seilweg s_i bzw. der zurückgelegte Weg eines Zyklus berechnet sich demnach wie folgt:

$$s_i = x_i(t_{\text{end}}) - x_i(t_0) \quad (4.2)$$

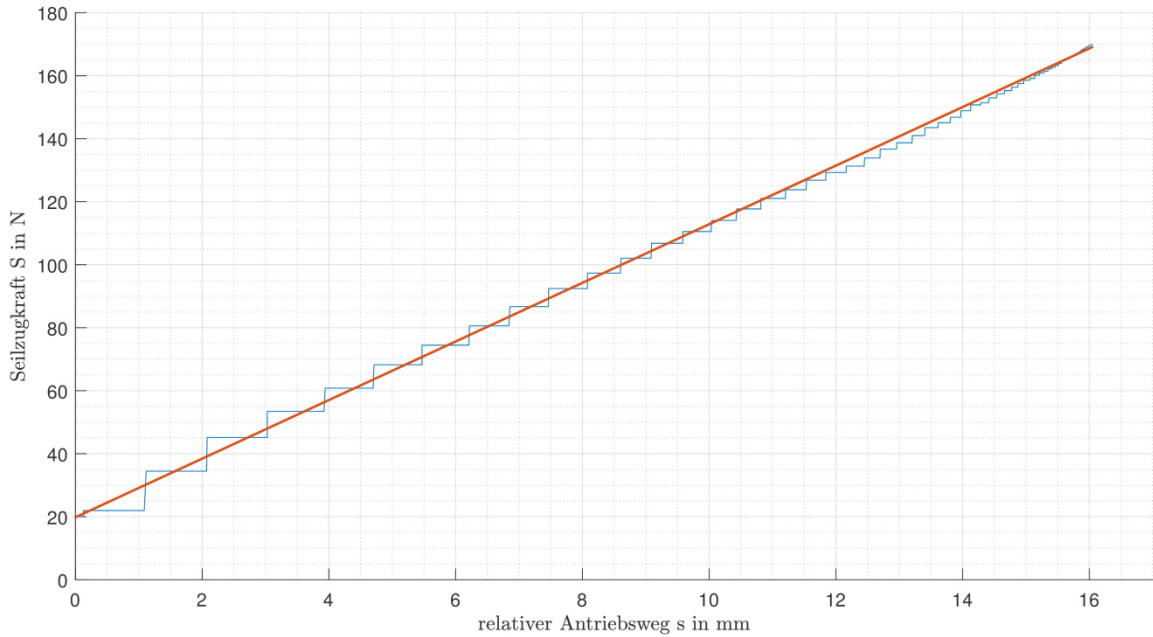


Abbildung 4.7: Weg-Kraft Verlauf eines Zyklus

Sei eine Menge von Wegpunkten x_i und einer Menge von Kraftpunkten S_i des i ten Zyklus gemessen worden, dann ist eine Linearkombination von Regressionskoeffizienten nach (4.3) gesucht, die die Abhängigkeit beider Mengen beschreibt.

$$S_i = \beta_{0,i} + \beta_{1,i} \cdot x_i \quad (4.3)$$

Die Steigung der berechneten Geraden nach (4.3) wird durch $\beta_{1,i}$ beschrieben und ist zugleich die Ersatzsteifigkeit des Systems im i ten Zyklus. Wird das System als Ersatzschaltbild einer einfachen Feder betrachtet, liegt zwischen zwei Zyklen i und j in Annahme von Kaltverschweißungseffekten eine Differenz der Seilwege $\Delta s_{i,j}$ vor.

$$\Delta S_{i,j} = s_j - s_i \quad (4.4)$$

Desweiteren wird vereinfacht angenommen, dass die Ersatzsteifigkeit des Systems durch die passive Feder, die elastische Biegesteifigkeit und die Reibbiegesteifigkeit des Seils nach (2.1) hinreichend beschrieben wird. Da die passive Feder und der elastische Anteil der Seilbiegesteifigkeit konstante Größen bilden, werden diese in der Differenz zwischen zwei Zyklen wegfallen. Aus einer gleichen Kraftamplitude und einer Differenz des Weges muss demnach zwingend eine Veränderung der Ersatzbiegesteifigkeit durch den reibbedingten Steifigkeitsanteil folgen. Der Seilzugkraftverlust $\Delta S_{i,j}$ des i ten Zyklus wird demnach durch die Ersatzsteifigkeit $\beta_{1,i}$ des i ten Zyklus und die Differenz des Seilweges $\Delta s_{i,j}$ zwischen Zyklus i und j beschrieben.

$$\Delta S_{i,j} = \beta_{1,i} \cdot \Delta s_{i,j} \quad (4.5)$$

Im Weiteren wird jeder Seilkraftverlust und die Differenz des Seilweges stets auf den ersten Zyklus als Referenz bezogen, sodass j stets 0 ist. Nachdem nun der Seilzugkraftverlust bestimmt ist, lässt sich die Reibungsbiegesteifigkeit $(EI)_R$ entweder durch den vorgestellten analytisch-iterativen Ansatz (2.3) oder durch das praxisorientierte Verfahren (2.2) nach Schraft [Sch97] bestimmen, sofern die Regressionskoeffizienten bekannt sind oder nach der ihm beschriebenen Methode ermittelt werden.

4.3 Versuchsdurchführung

In verschiedenen Prüfreihe werden die der Kaltverschweißung förderlichen und entgegenwirkenden Maßnahmen untersucht. Dies lässt sich im Allgemeinen durch Variation unterschiedlicher Faktoren bewerkstelligen und beinhaltet die Untersuchung von:

- Seil- und Seilrollengeometrien,
- Stoffpaarungen,
- Schmierstoffe,
- Umgebungsfaktoren,
- und Beanspruchungen.

Im Rahmen dieser Arbeit werden unterschiedliche Seil- und Seilrollengeometrien durch die Untersuchung von zwei Seilrollendurchmesser (11 mm und 16 mm) und kinematischen Konfigurationen (Umschlingungswinkel α_1 und α_2) durchgeführt. Zudem wird untersucht inwiefern verschiedene Stoffpaarungen sich resistent gegenüber den adhäsiven Effekten des Kaltverschweißens zeigen. Des Weiteren ist es auch vorgesehen das Seil und die Seilrollen unterschiedlichen Beanspruchungen auszusetzen, wie sie bereits in Form der zwei denkbaren Szenarien in Kapitel 3 beschrieben werden. Ein Überblick über die Testreihen liefern Tabelle 4.3 und Tabelle 4.4.

Tabelle 4.3: Testreihen des ersten Szenarios

| Seilrollenmaterial (Legierung) | 1: EN-AW 7075 (unlegiert) | | | | | | | | | | 2: EN-AW 7075 (eloxiert) | | | | | | | | | |
|------------------------------------|---------------------------|----|----|-----|-----|----|----|----|-----|-----|--------------------------|----|----|-----|-----|----|----|----|-----|-----|
| Seilrollendurchmesser in mm | 11 | | | | | 16 | | | | | 11 | | | | | 16 | | | | |
| Umschlingungswinkel in ° | 30 | 60 | 90 | 120 | 150 | 30 | 60 | 90 | 120 | 150 | 30 | 60 | 90 | 120 | 150 | 30 | 60 | 90 | 120 | 150 |
| A: Stahlseil 1.4401 (geschmiert) | | | | | | | | | | x | | | | x | | | | | | x |
| B: Stahlseil 1.4401 (ungeschmiert) | | | | | | | | | | | | | | x | | | | | | x |
| C: Nitinolseil (Nickel-Titan) | | | | | | | | | | | | | | x | | | | | | |

Tabelle 4.4: Testreihen des zweiten Szenarios

| Seilrollenmaterial (Legierung) | 1: EN-AW 7075 (unlegiert) | | | | | | | | | | 2: EN-AW 7075 (eloxiert) | | | | | | | | | |
|------------------------------------|---------------------------|----|----|-----|-----|----|----|----|-----|-----|--------------------------|----|----|-----|-----|----|----|----|-----|-----|
| Seilrollendurchmesser in mm | 11 | | | | | 16 | | | | | 11 | | | | | 16 | | | | |
| Umschlingungswinkel in ° | 30 | 60 | 90 | 120 | 150 | 30 | 60 | 90 | 120 | 150 | 30 | 60 | 90 | 120 | 150 | 30 | 60 | 90 | 120 | 150 |
| A: Stahlseil 1.4401 (geschmiert) | | | | | | | | | | x | | | | x | | | | | | x |
| B: Stahlseil 1.4401 (ungeschmiert) | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| C: Nitinolseil (Nickel-Titan) | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |

Um im Folgenden einen gezielten Vergleich von einzelnen Tests oder auch Testreihen zu ermöglichen wird jede mögliche Prüfkfiguration nach folgendem beispielhaften Schema "1-2A-11-90" bezeichnet. Die erste Ziffer bezeichnet die Art der Belastung (zyklisch oder schwingend), das nächste Paar bestehend aus einer Ziffer und einem Buchstabe die verwendete Stoffpaarung und die beiden letzten Zahlen den Seilrollendurchmesser und den Umschlingungswinkel. Aus dem Beispiel folgt also eine zyklische Beanspruchung von eloxierten Aluminiumseilrollen, mit einem Durchmesser von 11 mm, durch ein geschmiertes Stahlseil 1.4401 in einem Umschlingungswinkel von 90°.

4.4 Ergebnisse

In diesem Abschnitt werden nun die Ergebnisse aller vorliegenden Versuchsreihen zusammengestellt und einzeln betrachtet. Die Betrachtung schließt die Untersuchung der Seilwegdifferenz, der Ersatzsteifigkeit des Systems und die hieraus resultierende Reibungsbiegesteifigkeit des Seils ein.

4.4.1 Szenario 1

Die Seilproben des ersten Szenarios werden mit einer zyklischen Last von 180 N jeweils für 2 s belastet und für weitere 2 s auf einer Vorspannung von 20 N entspannt. Die Gesamtzyklenzahl beträgt 5000. Die Gesamtzeit eines Versuchs beträgt in etwa 30 h. Tabelle 4.5 bietet nochmals eine Zusammenfassung aller relevanten übergeordneten Szenarienparameter.

Tabelle 4.5: Szenarienparameter - 1.Szenario

| t_{rest} | t_{hold} | F_{pre} | F_{load} | n_{cyl} | T | p | f_p | a_p |
|------------|------------|-----------|------------|-----------|-----------------------------------|--------------------------------|-------|-------|
| 2 s | 1 s | 20 N | 180 N | 5000 | $\sim 21\text{ }^{\circ}\text{C}$ | $\sim 3\text{E-}4\text{ mbar}$ | - | - |

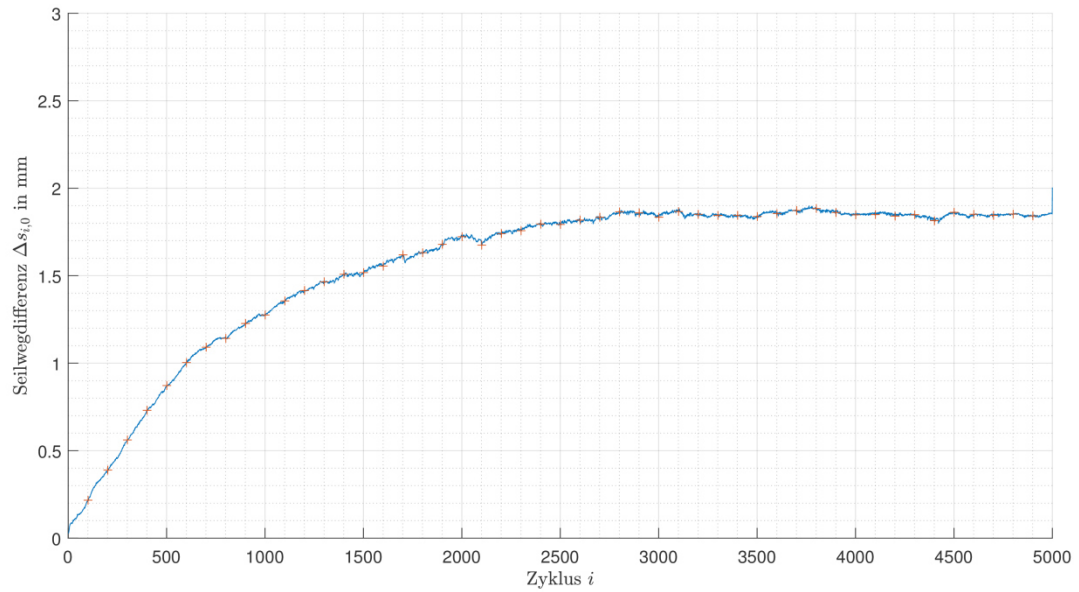
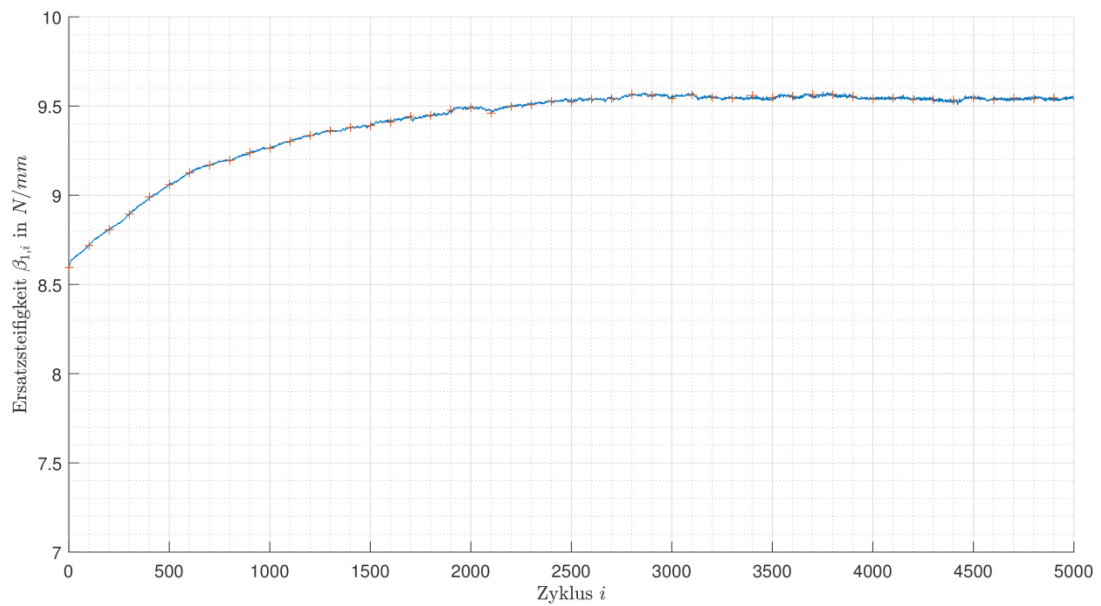
[1-1A-16-150]

Seil: Werkstoff 1.4401, Konstruktion 6x19 WSC $\varnothing 1\text{ mm}$, geschmiert

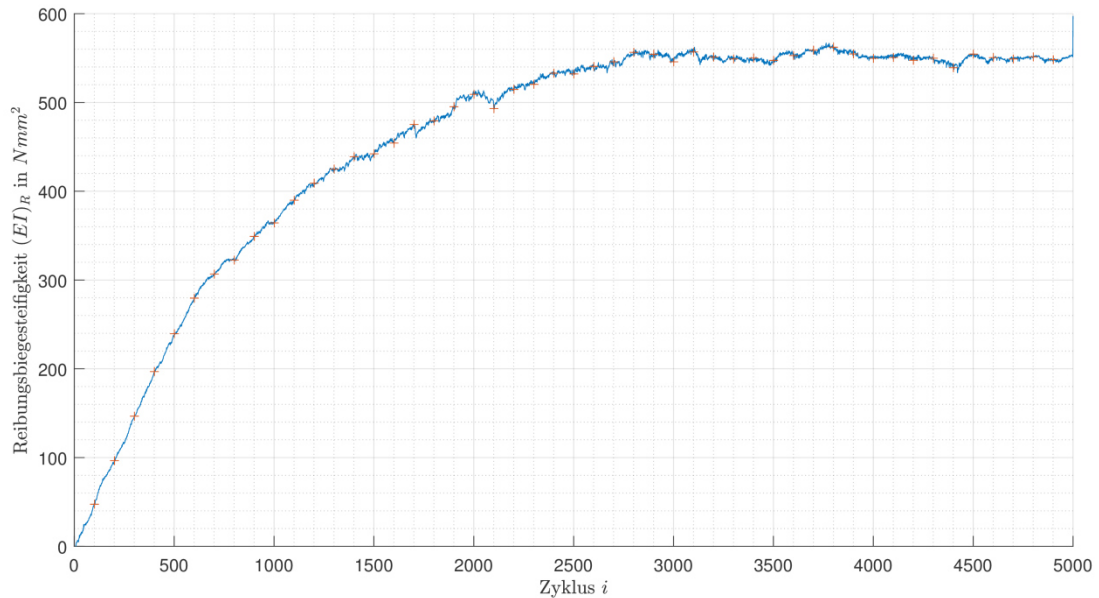
Seilrolle: Werkstoff Al7075 (blank), Konstruktion Typ2 $\varnothing 16\text{ mm}$,
Lagerschmierung Fomblin

Versuchsparameter: Umschlingungswinkel $\alpha_1 = 150^{\circ}$, $\alpha_2 = 150^{\circ}$

In Betrachtung der Messdaten aus Abbildung 4.8 und Abbildung 4.9 weist Testreihe [1-1A-16-150] in Bezug zum Initialzyklus eine maximale Seilwegdifferenz von etwa $\sim 1.6\text{ mm}$ und eine erhöhte Systemsteifigkeit von etwa $\sim 9.6\text{ N/mm}$ auf. Beide Messdaten weisen einen degressiven Verlauf an, der an genannte Werte konvergiert. Ein Bruch des Seils wurde nicht registriert, jedoch ein hoher abrasiver Verschleiß.

Abbildung 4.8: Seilwegdifferenz Δs Abbildung 4.9: Systemersatzsteifigkeit β_1

Nach iterativen Lösen von (2.3) mithilfe der gemessenen Daten zeigt sich dementsprechend in Abbildung 4.10 die Reibungbiegesteifigkeit ebenfalls in einem degressiven Verlauf. Die berechnete Reibungbiegesteifigkeit konvergiert hierbei zu einem Wert von $\sim 550 \text{ Nmm}^2$.

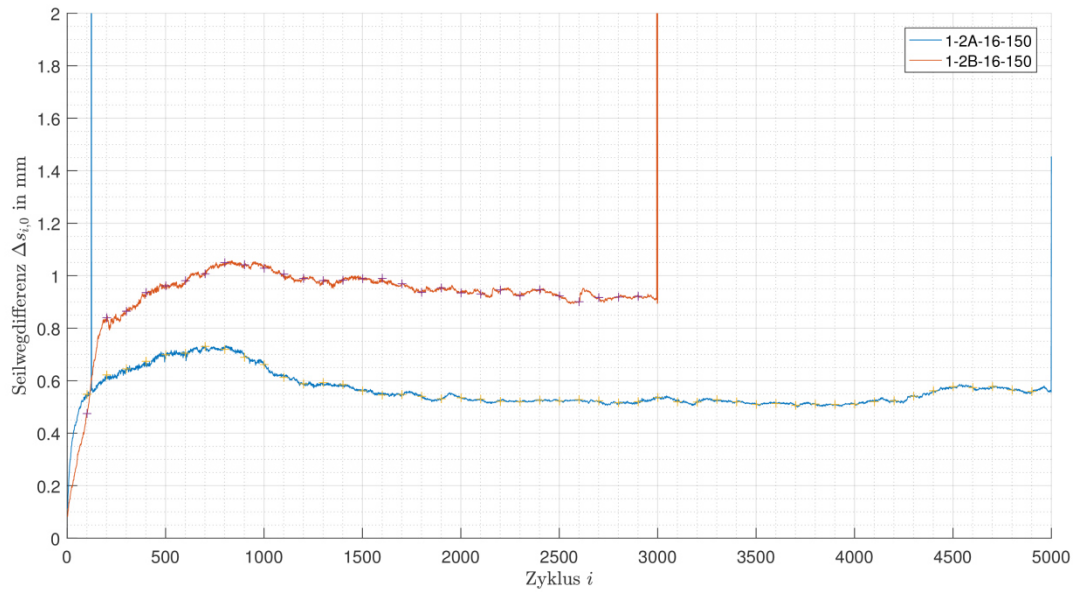
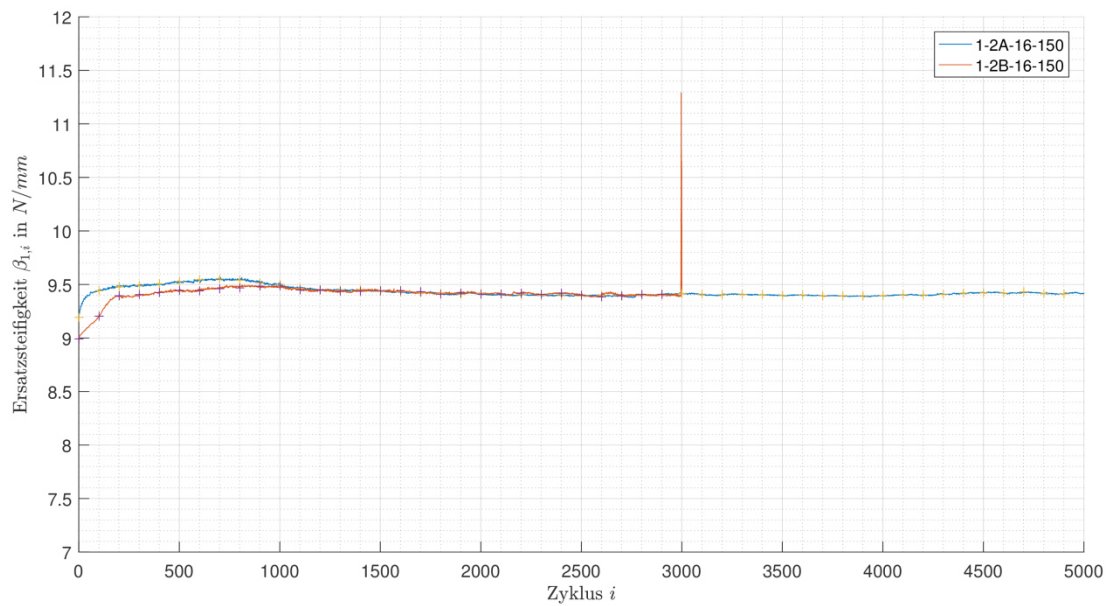
Abbildung 4.10: Reibungsbiegesteifigkeit $(EI)_R$ **[1-2A/B-16-150]**

Seil: Werkstoff 1.4401, Konstruktion 6x19 WSC Ø1 mm, geschmiert/gereinigt

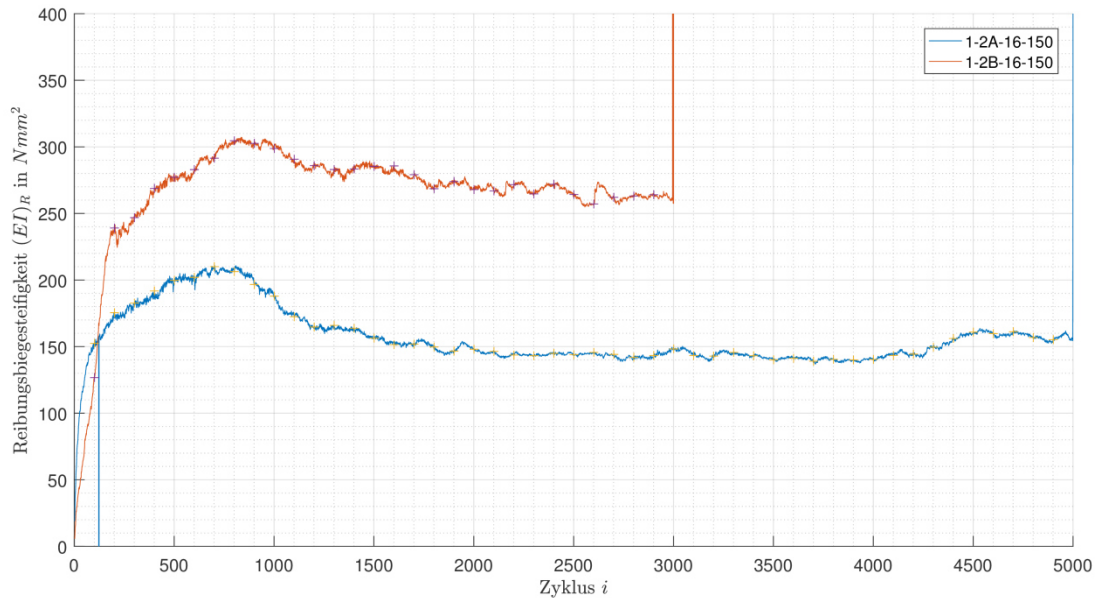
Seilrolle: Werkstoff Al7075 (eloxiert), Konstruktion Typ2 Ø16 mm, Lagerschmierung Fomblin

Versuchsparameter: Umschlingungswinkel $\alpha_1 = 150^\circ$, $\alpha_2 = 150^\circ$

In Betrachtung der Messdaten aus Abbildung 4.11 und Abbildung 4.12 weisen Testreihe [1-2A-16-150] und [1-2B-16-150] (nur 3000 Zyklen aufgrund eines Softwareabsturzes) ein ähnliches Verhalten auf, jedoch mit einem deutlichen Versatz im Seilweg. In Bezug zum Initialzyklus zeigt sich demnach in der Testreihe mit einem geschmierten Seil eine geringere Seilwegdifferenz von etwa ~ 0.7 mm. Ein gereinigtes Seil dagegen in etwa ~ 1.05 mm. Ein Unterschied zeigt sich zudem in der Systemersatzsteifigkeit der ersten 1000 Zyklen. Danach folgt ein Konvergieren beider Testreihen gegen einen Wert von ~ 9.4 N/mm. Beide gemeinsam ist ebenfalls ein Anstieg auf einen Maximalwert. Die zunächst erhöhte Seilwegdifferenz der ersten 1000 Zyklen ist mit der Kompensation des Kriechens des Zylonseils zu erklären, sodass ab diesem Zeitpunkt eine Kriechsättigung eintritt. Innerhalb der letzten 1000 Zyklen ist zudem in Testreihe [1-2A-16-150] ein erneuter Anstieg der Seilwegdifferenz und in geringen Umfang der Ersatzsteifigkeit zu beobachten.

Abbildung 4.11: Seilwegdifferenz Δs Abbildung 4.12: Systemersatzsteifigkeit β_1

Nach iterativen Lösen von (2.3) mithilfe der gemessenen Daten zeigen sich dementsprechend in Abbildung 4.13 die Reibungsbiegesteifigkeiten ebenfalls in einem versetzten Verlauf. Die berechnete Reibungsbiegesteifigkeit tendiert nach Sättigung des Kriechens in Testreihe [1-2A-16-150] gegen $\sim 150 \text{ Nmm}^2$ und in Testreihe [1-2B-16-150] mit einer erhöhten Steifigkeit von etwa $\sim 250 \text{ Nmm}^2$. Eine mögliche Ursache kann ein erhöhter Reibwert des gereinigten Seils darstellen.

Abbildung 4.13: Reibungbiegesteifigkeit $(EI)_R$ **[1-2A/B-11-120] und [1-2A-11-120~1013 mbar]**

Seil: Werkstoff 1.4401, Konstruktion 6x19 WSC Ø1 mm, geschmiert/gereinigt

Seilrolle: Werkstoff Al7075 (eloxiert), Konstruktion Typ1 Ø11 mm, Lagerschmierung Fomblin

Versuchsparameter: Umschlingungswinkel $\alpha_1 = 120^\circ$, $\alpha_2 = 120^\circ$

In Betrachtung der Messdaten aus Abbildung 4.15 und Abbildung 4.16 weisen Testreihe [1-2A-11-120] und [1-2B-11-120] ein unterschiedliches Verhalten auf. In Bezug zum Initialzyklus zeigt sich demnach in der Testreihe [1-2A-11-120] eine erhöhte und stetig steigende Seilwegdifferenz. Testreihe [1-2B-11-120] bleibt hingegen meist konstant und durchläuft wiederholend eine abrupte Steigerung der Differenzstufen. Ein Unterschied zeigt sich zudem in der Systemersatzsteifigkeit der ersten 500 Zyklen. Testreihe [1-2B-11-120] weist hier eine relative schnelle Kompensation des Zylonkriechens auf. Aufgrund des kleinen Seilrollendurchmesser unterlagen beide Seilproben einem vollständigen Drahtbruch nach ~4500 bzw. ~4200 Lastzyklen. Weiter Einzeldraht- oder Litzenbrüche wurden hörbar festgestellt und durch Abgleich mit den Positionsdaten der Seilrollen identifiziert. Es ist davon auszugehen, dass das geschmierte Seil somit vielen Einzeldrahtbrüchen unterliegt und somit einen stetig wachsenden Seilzugkraftverlust zur Folge hat. Entsprechend unterliegt das gereinigte Seil größeren Verbundbrüchen oder eine Kettenreaktion von Einzeldrähten bis wieder ein stabiler Zustand erreicht wird. Bei zusätzlicher Betrachtung der konfigurationsgleichen Testreihe [1-2A-11-120~1013mbar], jedoch unter Atmosphärendruck, wird das Ausmaß der adhäsiven Effekte durch Kaltverschweißung umso deutlicher. Die Systemersatzsteifigkeit ist aufgrund des reduzierten Reibwertes und eventuell weiteren bisher nicht klaren seilspezifischen Fakto-

ren niedriger, steigt jedoch ebenfalls stetig an. Das Seil versagt unter diesen Umgebungsbedingungen nach 7714 Zyklen und dem Erreichen des gleichen Steifigkeitsmaximums wie es bei den untersuchten Proben unter Hochvakuum der Fall ist. Die Lebensdauer eines Drahtseils wird dementsprechend im Hochvakuum um mindestens 41% verringert.

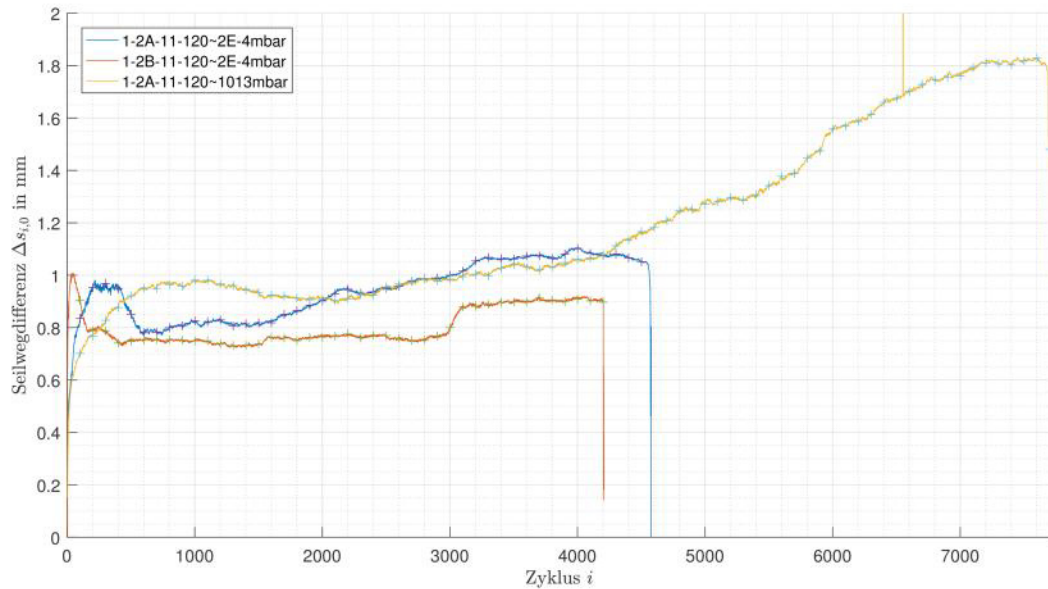


Abbildung 4.14: Seilwegdifferenz Δs

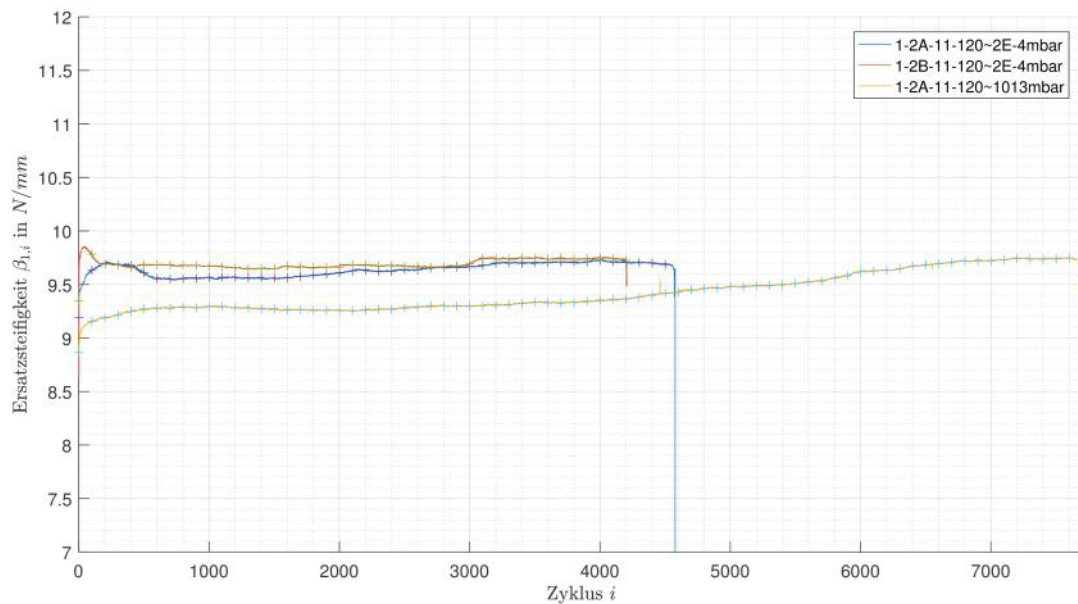


Abbildung 4.15: Systemersatzsteifigkeit β_1

Nach iterativen Lösen von (2.3) mithilfe der gemessenen Daten zeigt sich dementsprechend in Abbildung 4.13 die Reibungsbiegesteifigkeit für Testreihe [1-2A-11-120] ebenfalls in einem stetig wachsenden Verlauf. Die berechnete Reibungsbiegesteifigkeit fällt jedoch ab einem gewissen Maximum stetig ab, sodass ab Zyklus ~4000 die Phase des beginnenden Vollversagens eintritt. Diese hält in etwa ~700 Zyklen an. Dasselbe Verhalten ist in Testreihe [1-2B-11-120] zu beobachten, jedoch tritt das völlige Versagen bereits nach ~150 Zyklen ab Phasenbeginn auf. Die Seilprobe unter Atmosphärendruck hingegen übersteigt die Reibungsbiegesteifigkeit beider Seilproben im Hochvakuum. Ein Versagen findet erst bei etwa $\sim 250 \text{ N/mm}^2$ statt.

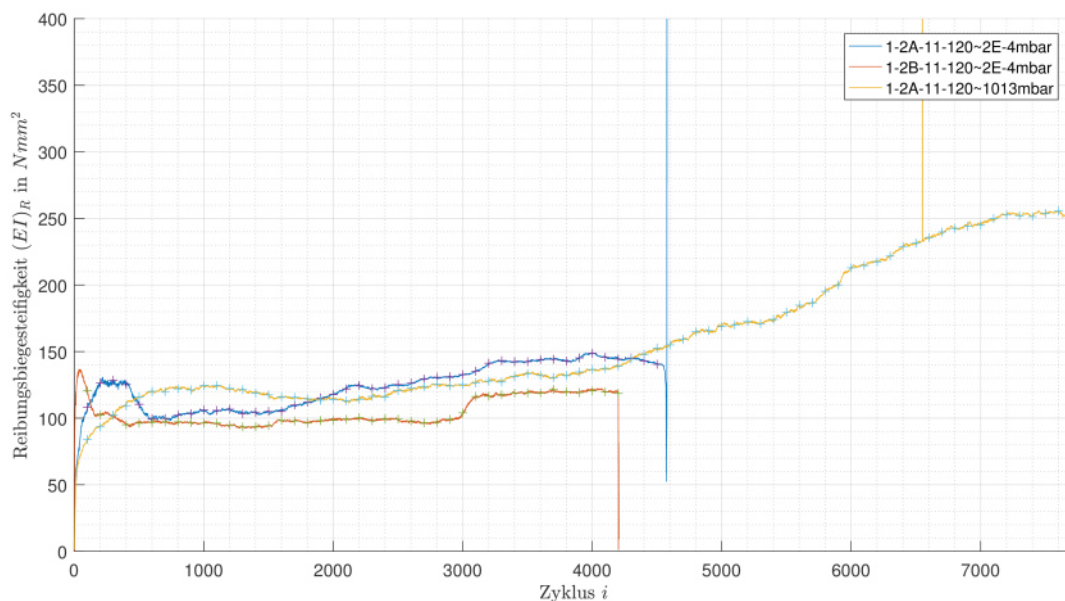


Abbildung 4.16: Reibungsbiegesteifigkeit $(EI)_R$

[1-2C-11-120]

Seil: Werkstoff Nitinol, Konstruktion 7x7 WSC $\varnothing 1 \text{ mm}$, geschmiert

Seilrolle: Werkstoff Al7075 (eloxiert), Konstruktion Typ1 $\varnothing 11 \text{ mm}$,
Lagerschmierung Fomblin

Versuchsparameter: Umschlingungswinkel $\alpha_1 = 120^\circ$, $\alpha_2 = 120^\circ$

Neben dem Edelstahl wurde auch ein Nitinolseil im Prüfstand getestet. Es ist zu bemerken, dass diese Testreihe aufgrund einer schwächeren Seilkonstruktion nicht dem Vergleich zu Edelstahlseilen dient, sondern schlicht die erste Verhaltensbetrachtung von Nitinolseilen. Da der minimale Seilrollendurchmesser mehrfach unterschritten ist, bedingt durch die Seilkonstruktion, weist das Seil nach Abbildung 4.17 schon in kurzer Zeit Drahtbrüche auf. Aufgrund der hohen Dehnung des Seils, kommt es aber nicht zu einem völlig schlagartigen Bruch des Seils, wie es bei Edelstahlseilen der Fall ist. Sondern der maximale Stellweg und die Lastkraft von 180 N konnten nicht mehr länger erreicht werden. Nach Abbildung 4.18 führt das

Nitinolseil eine geringere Steifigkeit ins System ein und bleibt bis zu Bruchbeginn bei etwa 900 Zyklen weitestgehend konstant. Ab diesem Zeitpunkt sind Drahtbrüche zu verzeichnen, die sich kontinuierlich fortpflanzen und eine noch größere Dehnung der intakten Einzeldrähte herbeiführt, sowie damit verbundene Steifigkeitsabnahme.

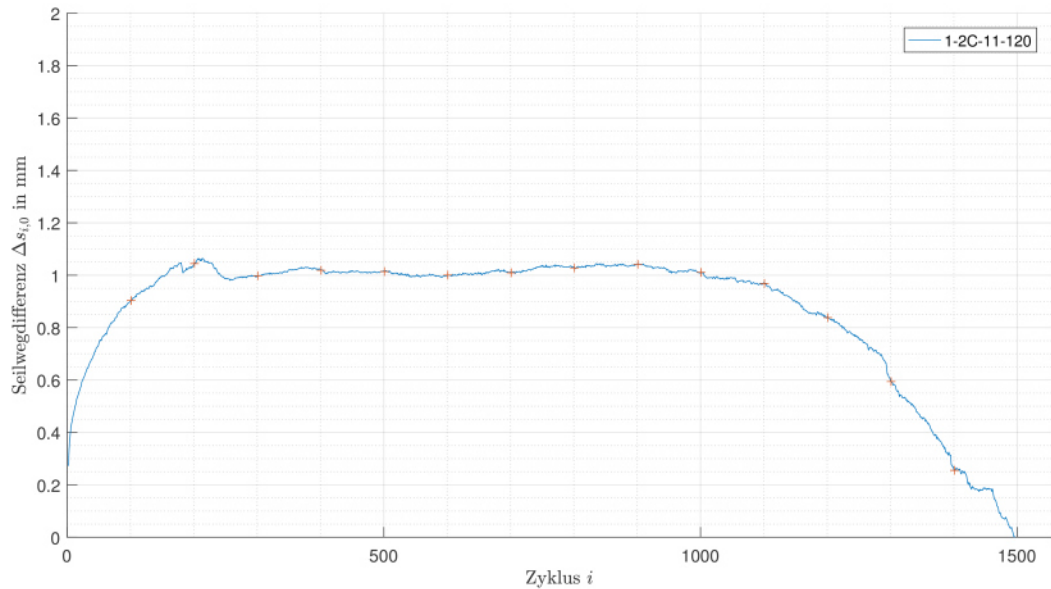


Abbildung 4.17: Seilwegdifferenz Δs

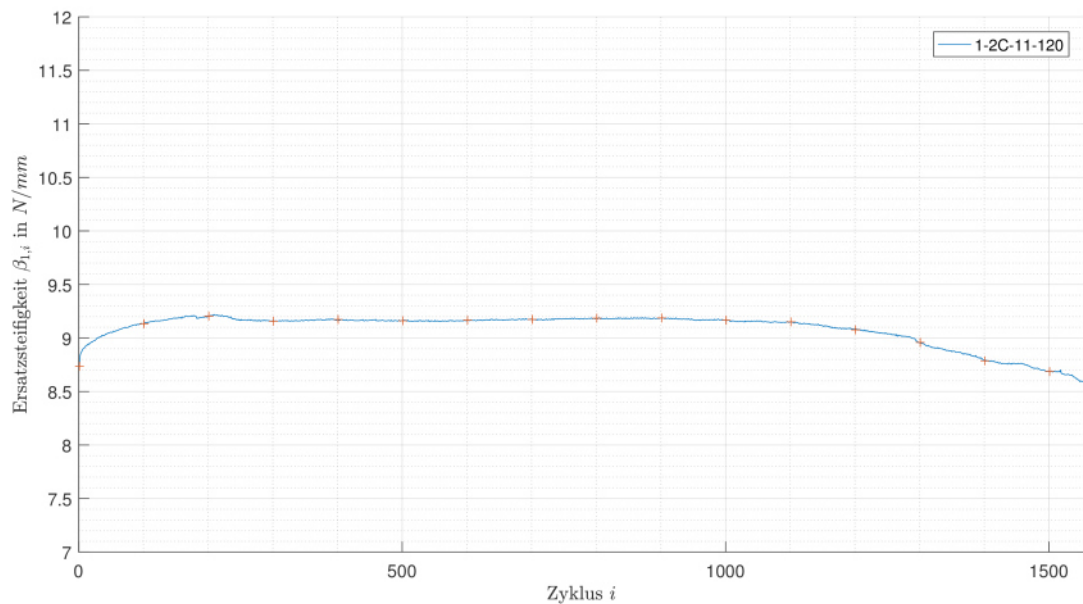


Abbildung 4.18: Systemersatzsteifigkeit β_1

Nach iterativen Lösen von (2.3) mithilfe der gemessenen Daten zeigt sich dementsprechend in Abbildung 4.19 die Reibungsbiegesteifigkeit als etwas erhöht gegenüber Edelstahlseilen. Die berechnete Reibungsbiegesteifigkeit steigt hierbei bis schließlich der Drahtbruch beginnt. Die Dehnung ist hierbei so groß, dass eine Messung der Reibungsbiegesteifigkeit nicht mehr möglich ist.

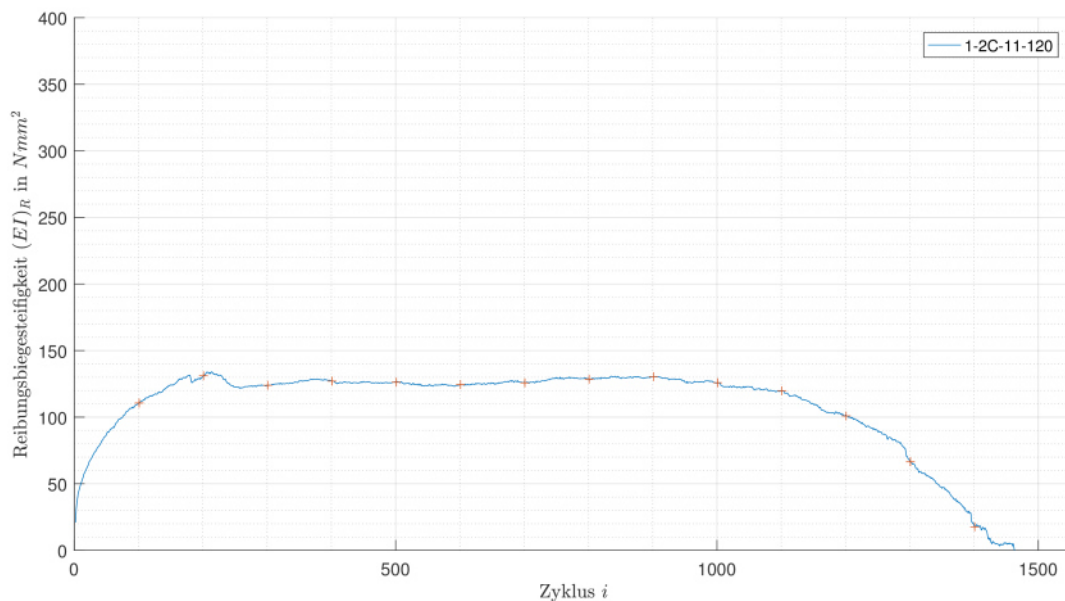


Abbildung 4.19: Reibungsbiegesteifigkeit $(EI)_R$

4.4.2 Szenario 2

Die Seilproben des zweiten Szenarios werden unter Vorspannung von 12 N mit einer zyklischen Schwingung von 200 Hz und einer Amplitude von 50 μm jeweils für 30 s belastet und für weitere 2 s schwingungsfrei in Ruhe versetzt. Im Anschluss wird auf eine Last von 32 N gefahren um Adhäsionskräfte zu messen. Die Gesamtzyklenzahl beträgt 5000. Die Gesamtzeit eines Versuchs beträgt in etwa 28 h. Tabelle 4.6 bietet nochmals eine Zusammenfassung aller relevanten übergeordneten Szenarienparameter.

Tabelle 4.6: Szenarienparameter - 2.Szenario

| t_{rest} | t_{hold} | F_{pre} | F_{load} | n_{cyl} | T | p | f_p | a_p |
|------------|------------|-----------|------------|-----------|---------------------------------|--------------------------------|--------|------------------|
| 2 s | 30 s | 12 N | 32 N | 5000 | $\sim 21\text{ }^\circ\text{C}$ | $\sim 3\text{E-}4\text{ mbar}$ | 200 Hz | 50 μm |

[2-1A-16-150]

Seil: Werkstoff 1.4401, Konstruktion 6x19 WSC Ø1 mm, geschmiert

Seilrolle: Werkstoff Al7075 (blank), Konstruktion Typ2 Ø16 mm,
Lagerschmierung Fomblin

Versuchsparameter: Umschlingungswinkel $\alpha_1 = 150^\circ$, $\alpha_2 = 150^\circ$

In Betrachtung der Messdaten aus Abbildung 4.20 und Abbildung 4.21 weist Testreihe [2-1A-16-150] in Bezug zum Initialzyklus eine maximale Seilwegdifferenz von etwa ~ 0.01 mm und einen Seilzugkraftverlust von etwa ~ 0.2 N auf. Beide Messdaten weisen keinen klar erkennbaren Verlauf an. Durchgehend ist eine nahezu konstanter Verlust und Wegdifferenz zu verzeichnen. Ab Zyklus 4000 jedoch steigen die Messwerte geringfügig an.

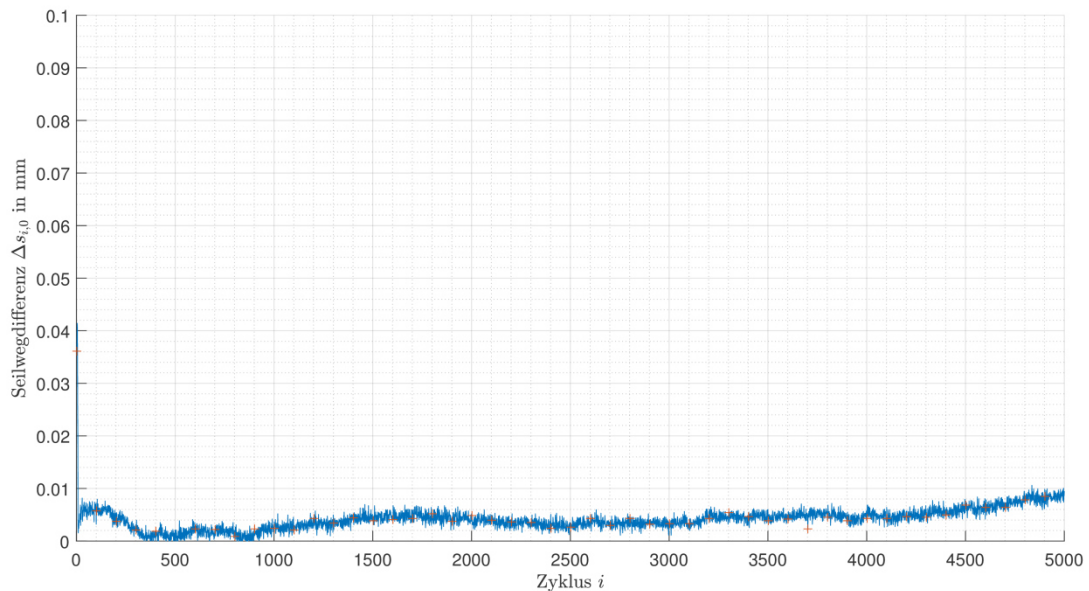
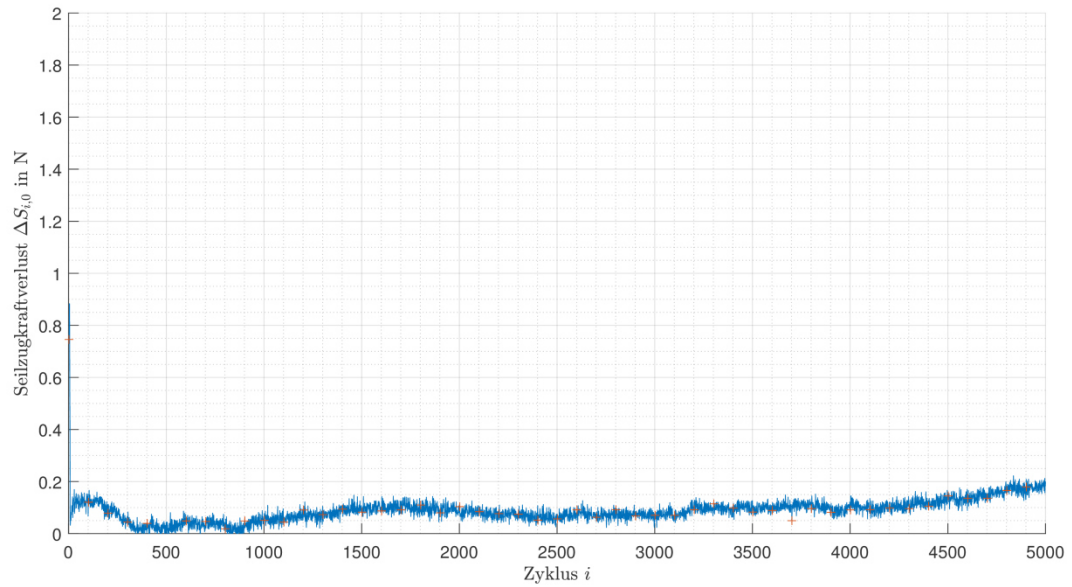
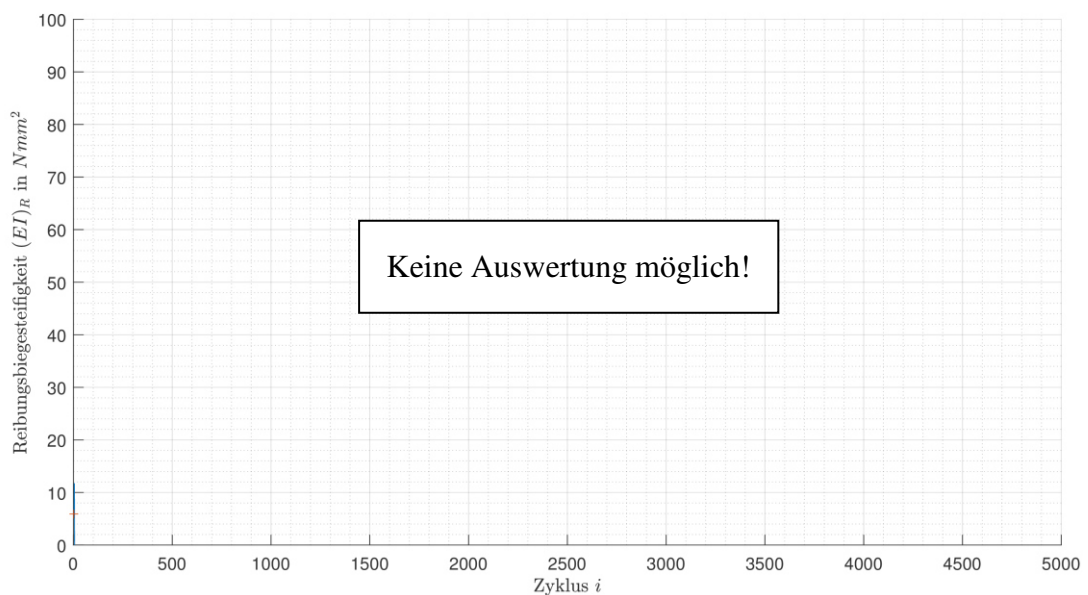


Abbildung 4.20: Seilwegdifferenz Δs

**Abbildung 4.21: Seilzugkraftverlust ΔS**

Nach iterativen Lösen von (2.3) mithilfe der gemessenen Daten zeigt sich eine negative Reibungsbiegesteifigkeit. Dies ist nicht sinnvoll und kann daher nicht interpretiert werden. Hierzu muss eine Wiederholung der Testreihe stattfinden.

**Abbildung 4.22: Reibungsbiegesteifigkeit $(EI)_R$**

[2-2A-11-120]

Seil: Werkstoff 1.4401, Konstruktion 6x19 WSC Ø1 mm, geschmiert

Seilrolle: Werkstoff Al7075 (eloxiert), Konstruktion Typ1 Ø11 mm,
Lagerschmierung Fomblin

Versuchsparameter: Umschlingungswinkel $\alpha_1 = 120^\circ$, $\alpha_2 = 120^\circ$

In Betrachtung der Messdaten aus Abbildung 4.23 und Abbildung 4.24 weist Testreihe [2-2A-11-120] in Bezug zum Initialzyklus eine maximale Seilwegdifferenz von etwa ~ 0.07 mm und einen Seilzugkraftverlust von etwa ~ 1.5 N auf. Beide Messdaten weisen eine durchgehende Steigung des Verlustes und der Wegdifferenz auf. Bei Zyklus 380 ist ein großer Sprung der Wegdifferenz und des Seilzugkraftverlustes zu verzeichnen. Ein weiterer ungewöhnlicher Anstieg ist zudem ab Zyklus 1000 zu verzeichnen. Der Versuch musste ab Zyklus 1686 unterbrochen werden, da der Piezoaktuator im Laufe des Experiments beschädigt wurde und nicht mehr die nötige Amplitude erbracht hat.

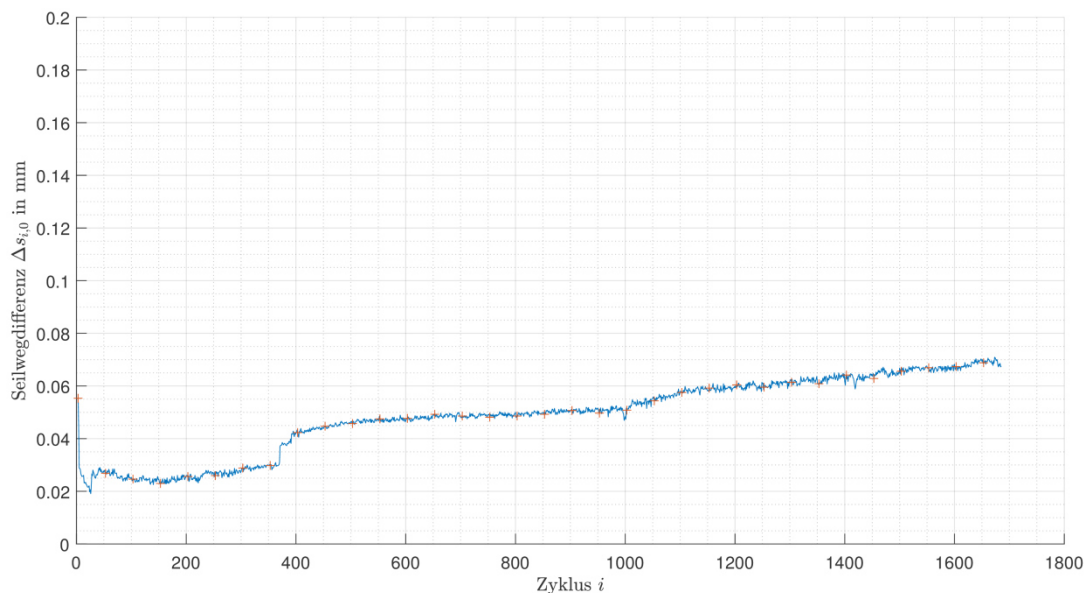
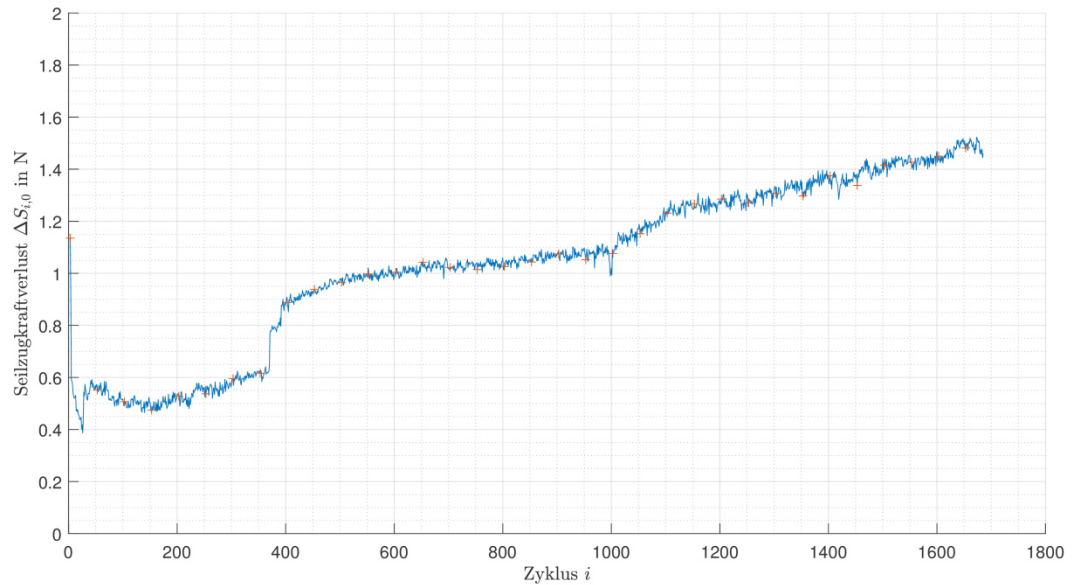
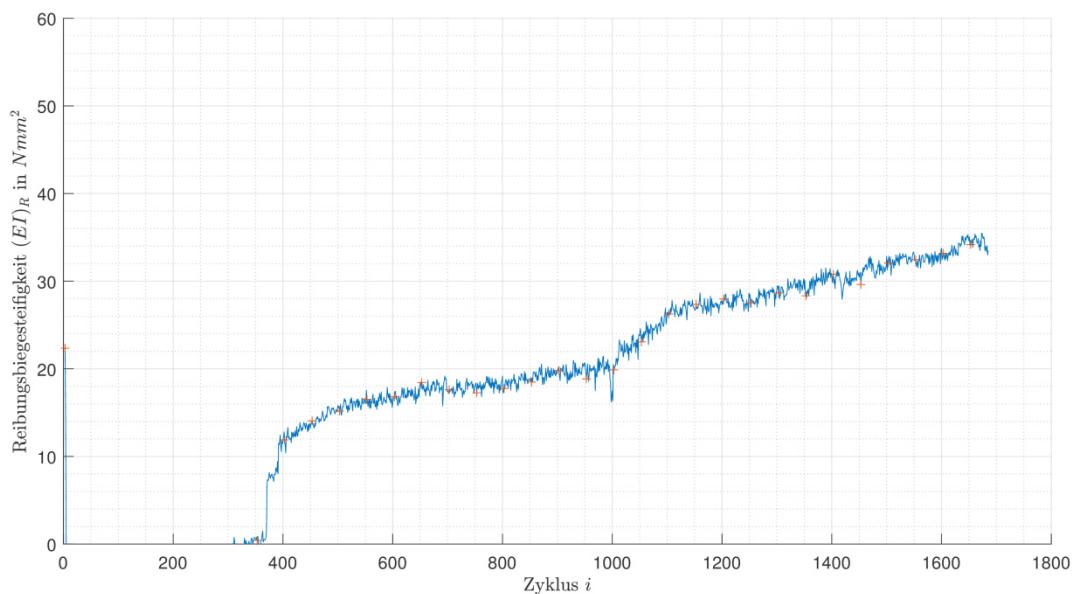


Abbildung 4.23: Seilwegdifferenz Δs

Abbildung 4.24: Seilzugkraftverlust ΔS

Nach iterativen Lösen von (2.3) mithilfe der gemessenen Daten zeigt sich dementsprechend in Abbildung 4.10 die Reibungsbiegesteifigkeit ebenfalls in einem stetig ansteigenden Verhalten. Jedoch beginnt der Wert ebenfalls im negativen Bereich. Eine Erklärung hierfür besteht in der Zunahme der Seillänge des Zylons, genauer dessen Kriechverhalten. Die Annahme ist, dass ab Zyklus 380 keine nennenswerte Längenänderung mehr durch das Zylon stattfinden. Es erfolgt eine Kompensation der Längenänderung durch die Kraftregelung und eine Messverfälschung ist nicht länger gegeben.

Abbildung 4.25: Reibungsbiegesteifigkeit $(EI)_R$

[2-2A-16-150]

Seil: Werkstoff 1.4401, Konstruktion 6x19 WSC Ø1 mm, geschmiert

Seilrolle: Werkstoff Al7075 (eloxiert), Konstruktion Typ2 Ø16 mm,
Lagerschmierung Fomblin

Versuchsparameter: Umschlingungswinkel $\alpha_1 = 150^\circ$, $\alpha_2 = 150^\circ$

In Testreihe [2-2A-16-150] zeigt sowohl die Seilwegdifferenz nach Abbildung 4.26, als auch der Seilzugkraftverlust nach Abbildung 4.27 ein degressives Verhalten auf. Eine Anomalie zeigt sich im Zyklus 4205. Es ist festzustellen, dass die Seilwegdifferenz und der Seilzugkraftverlust auf einen Maximalwert von ~0.2 mm und ~5.2 N steigt und abrupt wieder fällt. Eventuell handelt es sich hierbei um die Ablösung der Seilrolle von der Umlenkrolle.

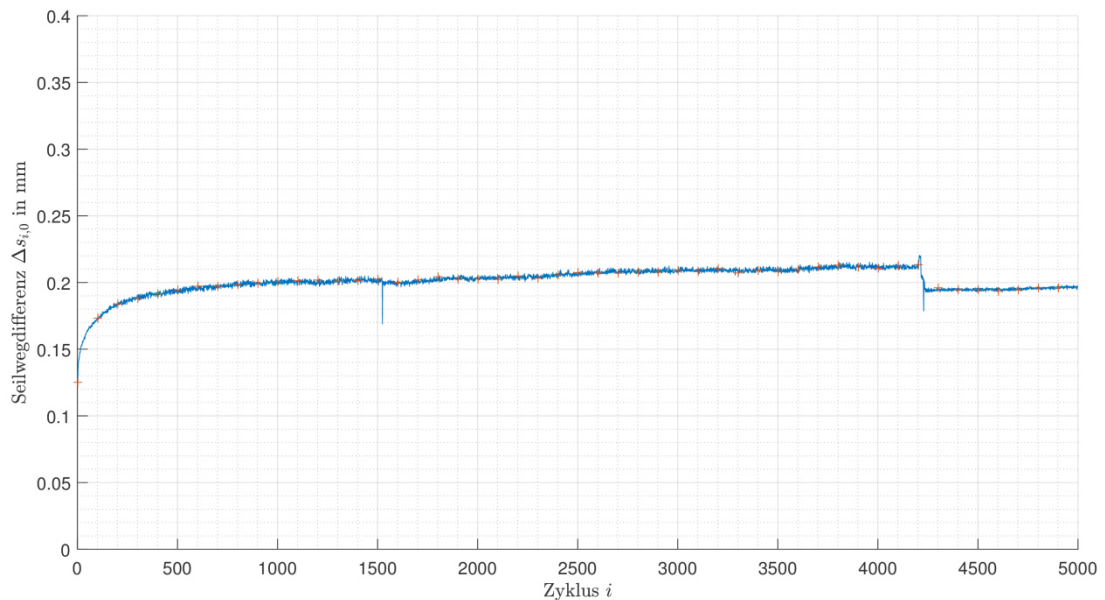
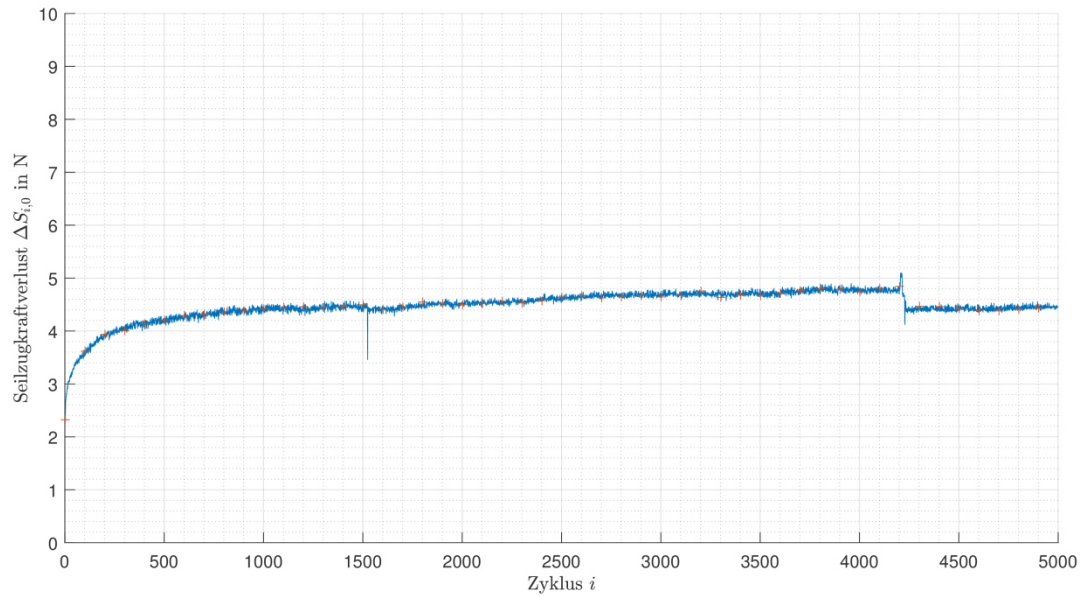
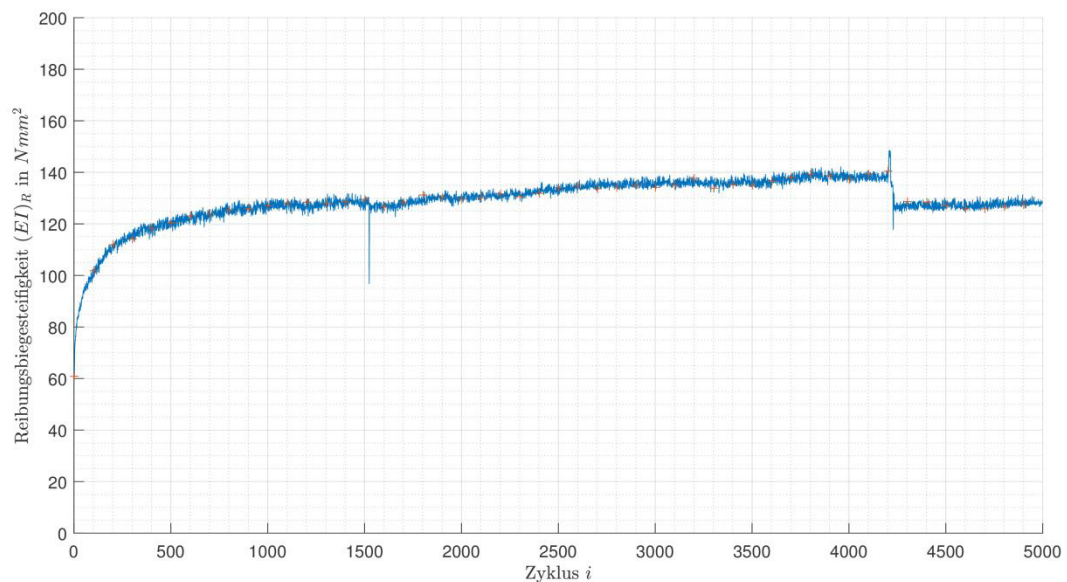


Abbildung 4.26: Seilwegdifferenz Δs

Abbildung 4.27: Seilzugkraftverlust ΔS

Nach iterativen Lösen von (2.3) mithilfe der gemessenen Daten zeigt sich dementsprechend in Abbildung 4.10 die Reibungsbiegesteifigkeit ebenfalls in einem degressiven Verlauf. Die berechnete Reibungsbiegesteifigkeit konvergiert hierbei bis zum abrupten Abfall zu einem Wert von $\sim 140 \text{ Nmm}^2$.

Abbildung 4.28: Reibungsbiegesteifigkeit $(EI)_R$

4.5 Identifizierte Schadensbilder

Um eine bessere Interpretation der Messdaten zu ermöglichen wurden mikroskopische Aufnahme der Seilproben und der Seilrollen aufbereitet, die sich als besonders aussagekräftig

erwiesen haben. Hierbei wurden mögliche Ursachen und die hieraus resultierenden Schadensbilder identifiziert. In Betrachtung von Seilprobe [1-1A-16-150] weist diese nach Abbildung 4.29 einen geringen Schädigungsgrad auf. Jedoch sind die Hohlräume zwischen den Litzen und den Einzeldrähten des Stahlseils mit kleinen Aluminiumspänen des unlegierten Seilrollenkontaktpartners belastet. Eine ausgeprägte Kaltverschweißung des Stahls konnte über die gesamte Seillänge nicht festgestellt werden. Markierung I zeigt eine vereinzelte Kaltverschweißung zweier Einzeldrähte mit einer weiter oben folgenden Querschnittverjüngung oder eines Bruchs der Drähte. Weiter ist eine Materialanhäufung aus Aluminium in Markierung II zu beobachten. Die Materialanhäufung bindet drei Einzeldrähte miteinander.

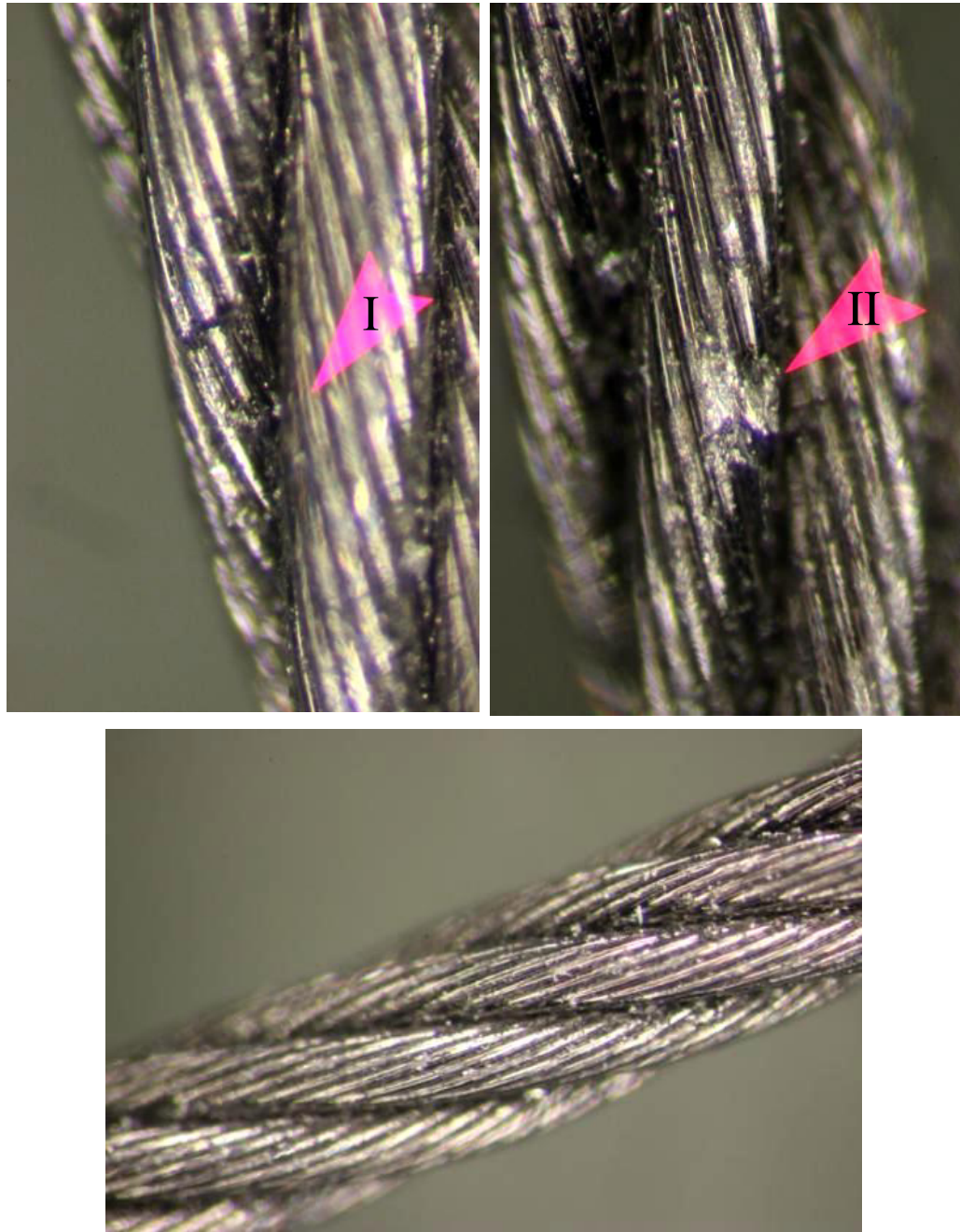


Abbildung 4.29: Schadensbilder Seilprobe [1-1A-16-150]

Die in Abbildung 4.30 abgebildete unlegierte Seilrolle des Versuchs [1-1A-16-150] weist in der Kontaktzone mit dem Seil einen tiefen rillenförmigen Verschleiß auf. Die große Menge an Spanbildung, die sich im Stahlseil und am Polradmagnet festsetzt, deutet in diesem Fall auf einen abrasiven Verschleiß hin. Ein adhäsiver Verschleiß ist nur gering ausgebildet. Eine mögliche Ursache hierfür liegt in dem erhöhten Reibungswert zwischen Kontaktpartnern im Hochvakuum, sowie der Aluminiumseilrolle als weicher Kontaktpartner.

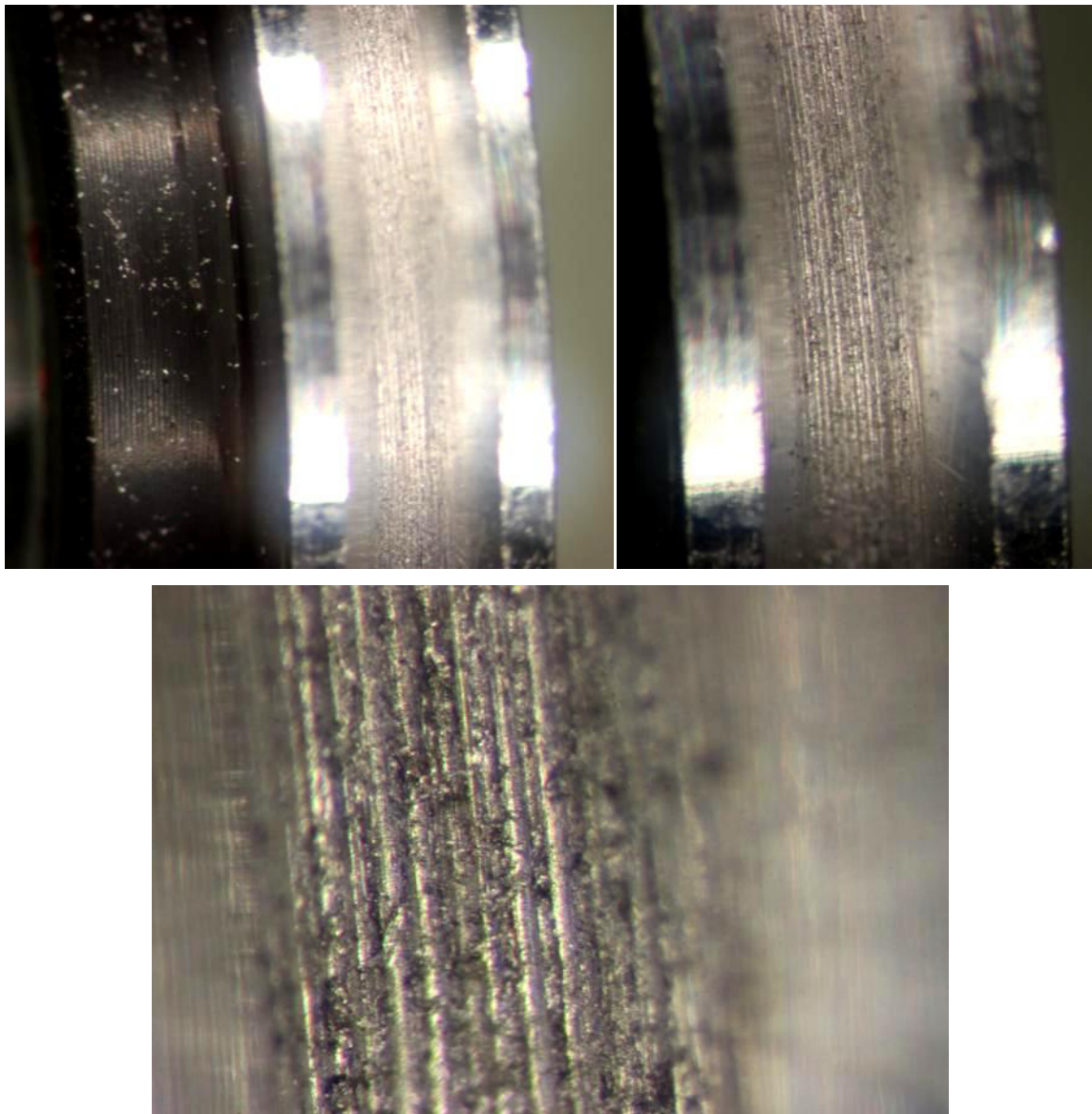


Abbildung 4.30: Schadensbilder Seilrolle [1-1A-16-150]

Die konfigurationsgleiche Versuchsreihe [1-2A-16-150], jedoch mit eloxierten Seilrollen, weist praktisch keine Schäden auf. Dies begründet sich in der Verwendung von eloxierten Seilrollen und einem für das Seil ausreichend großen Seilrollendurchmesser. In der gesamten Seillänge ist demnach nach Abbildung 4.31 keine Schädigung festzustellen. Eine besondere Beobachtung gilt bezüglich des Schmierfettes im Seil. Es wird ersichtlich, dass das Schmierfett dem Stahlseil zwischen den einzelnen Drähten und den Litzen entweicht, sich gegebenenfalls sammelt und durch Schmutzpartikel in inneren Seillagen oder Verschleißpartikel verun-

reinigt wird. Eine mögliche Ursache besteht im Druckunterschied zwischen dem luftleeren Raum und den Toträumen innerhalb der Seildrähte und -litzen. Solche Toträume stellen konstruktionsbedingt schwierig zu evakuierende Volumina bzw. Hohlräume dar. Der Druckunterschied bewirkt somit ein Ausziehen des Schmierfettes. Eine weitere oder zusätzliche Ursache besteht im herrschenden Schnürdruck des Seils während einer Zugbelastung. In diesem Fall wird das Fett zusätzlich herausgedrückt.

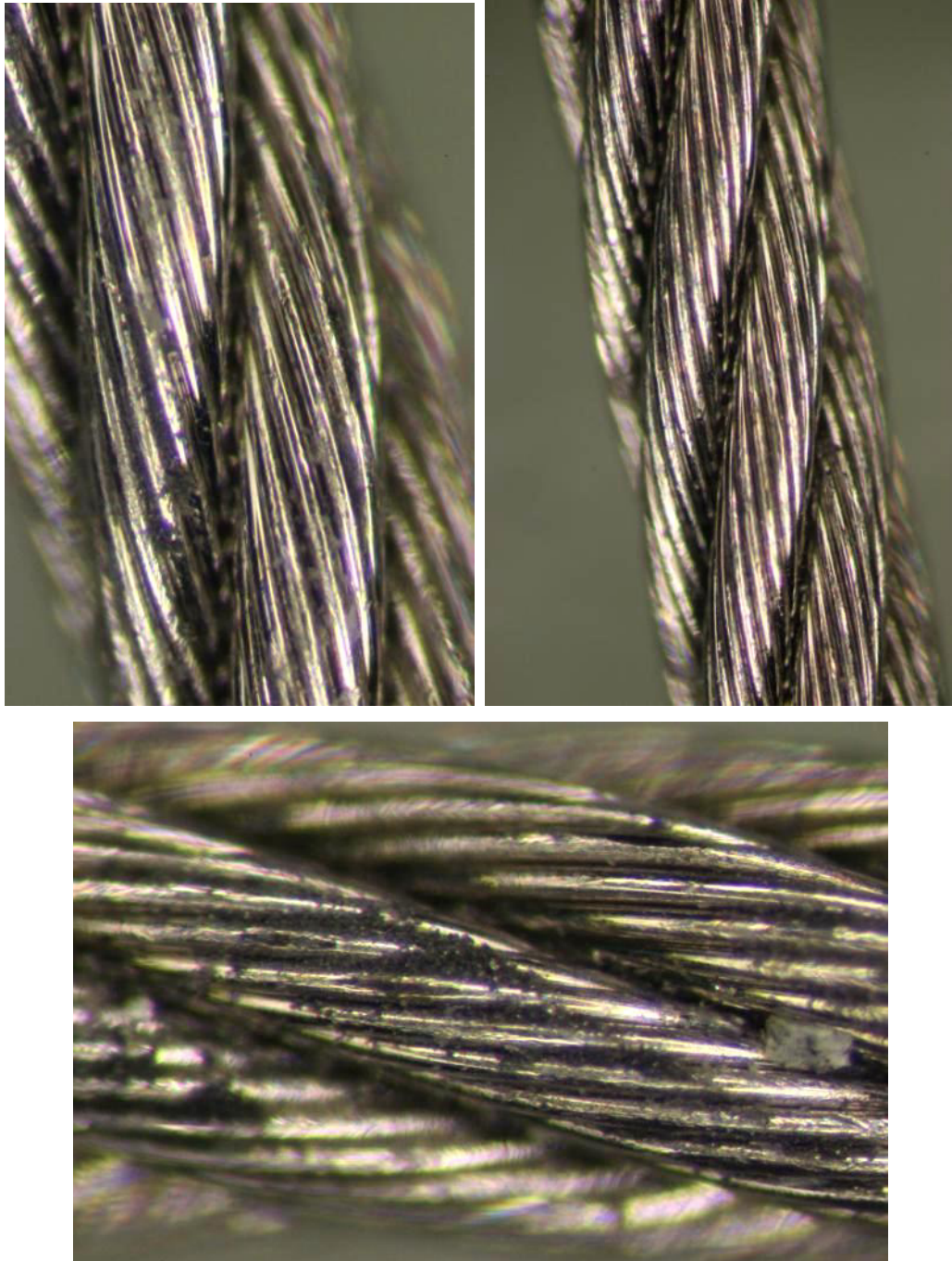


Abbildung 4.31: Schadensbilder Seilprobe [1-2A-16-150]

Die eloxierten Seilrollen nach Abbildung 4.32 weisen ebenfalls rillenförmige Vertiefungen auf, jedoch schwächer ausgeprägt als in unlegierten Seilrollen. Des Weiteren ist keine sichtbare Spanbildung festzustellen, sowohl auf der Seilrolle, als auch auf der Seilprobe. Es besteht

einzig die Möglichkeit, dass die Mikrospäne durch das austretende Schmierfett aufgenommen werden und die Schwärzung des Schmierfettes erklären.

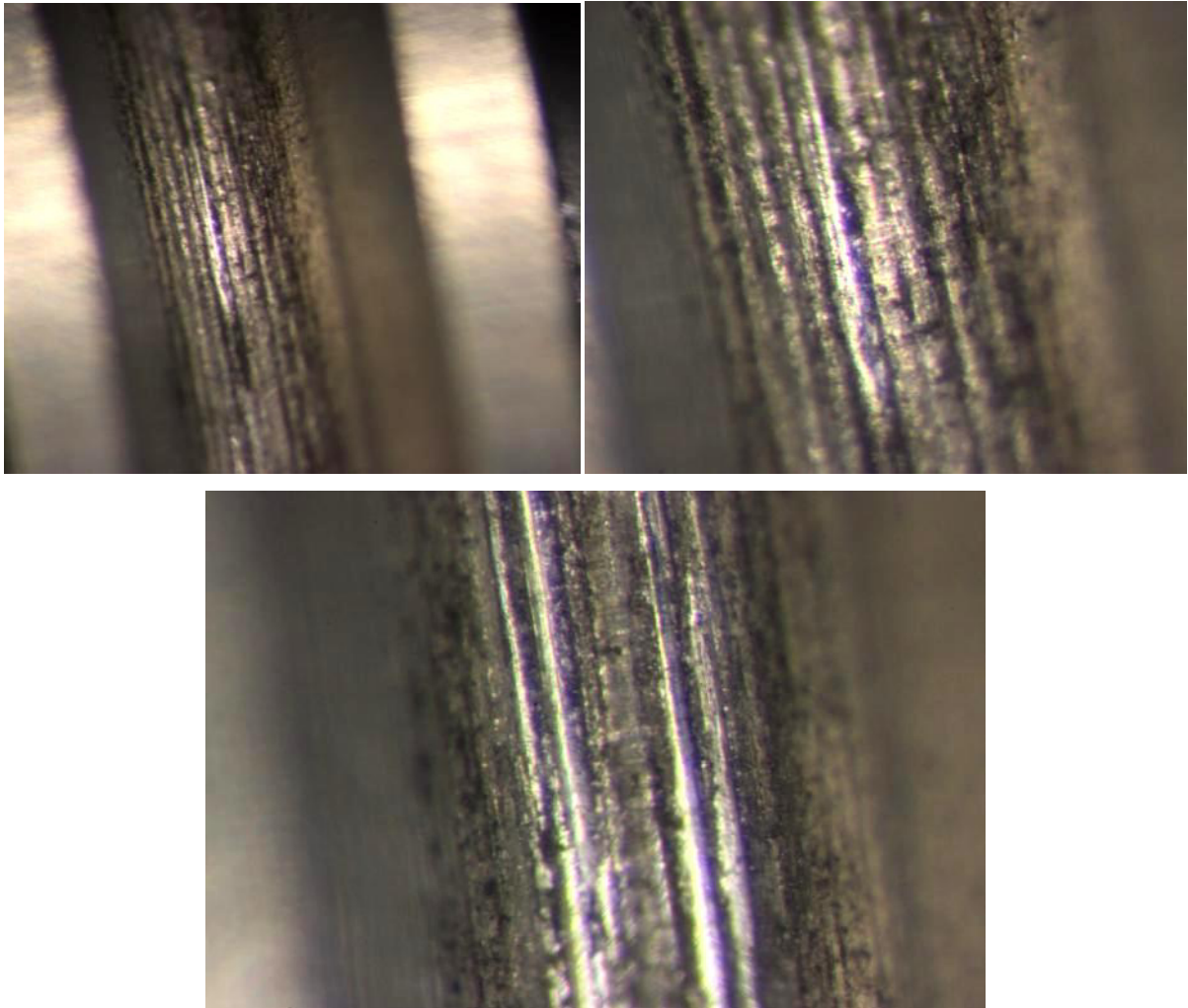


Abbildung 4.32: Schadensbilder Seilrolle [1-2A-16-150]

In Versuchsreihe [1-2A-11-120] wird der Seilrollendurchmesser auf 11 mm reduziert und begründet sich in einem möglichst kleinen Baumraumverlust für zukünftige Anwendungen. Wie angenommen hat sich das Versagen des Seils nach etwa 4500 Zyklen in einem Vollbruch des gesamten Bündels an der gegenbiegebelasteten Stelle des Seils eingestellt. Über die gesamte beanspruchte Seillänge sind nach Abbildung 4.33 deutliche adhäsive Verschleißeffekte zu identifizieren. Der meist auftretende Verschleiß zeigt sich durch eine flächige Abtragung von Seilmaterial an Einzeldrähten. Des Weiteren sind die meisten Materialzusätze durch eine ausgeprägte Kaltverschweißung in der Nähe von Drahtbrüchen festzustellen. Eine Vermutung liegt nahe, dass durch die Kaltverschweißung eine Bewegungseinschränkung von benachbarten Einzeldrähten eintritt. Den einzelnen Drähten ist es somit nicht mehr möglich sich relativ zueinander zu verschieben. Infolge dessen tritt zunächst eine Querschnittsverjüngung auf, wie es bereits in der Versuchsreihe [1-1A-16-150] nach Abbildung 4.29, Markierung I beobachtet werden konnte. Erhöht sich die Zugkraft oder die Krümmung weiter, so wird die Zugfestigkeit des einzelnen Drahts überschritten und ein unmittelbarer Drahtbruch ist die Folge.

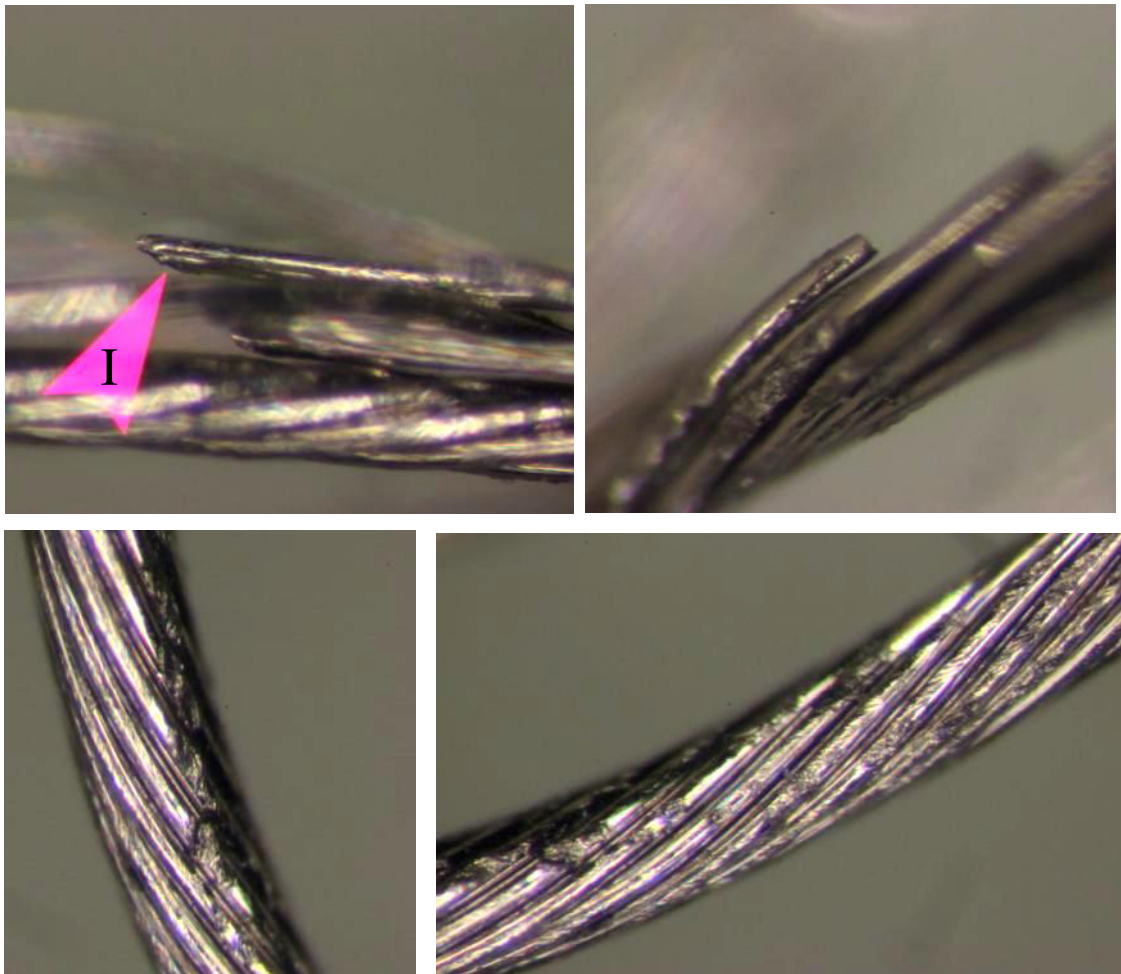


Abbildung 4.33: Schadensbilder Seilprobe [1-2A-11-120]

Die konfigurationsgleiche Versuchsreihe [1-2B-11-120] nach Abbildung 4.34, jedoch mit gereinigten Stahlseilen, weist dieselben Verschleißphänomene von Drahtbrüchen und großflächiger adhäsiver Abtragung auf. Außer dem fehlenden austretenden Schmierfett sind keine Unterschiede bezüglich der Schädigung zu erkennen. Lediglich eine reduzierte Betriebsdauer von etwa 4100 Gesamtzyklen.

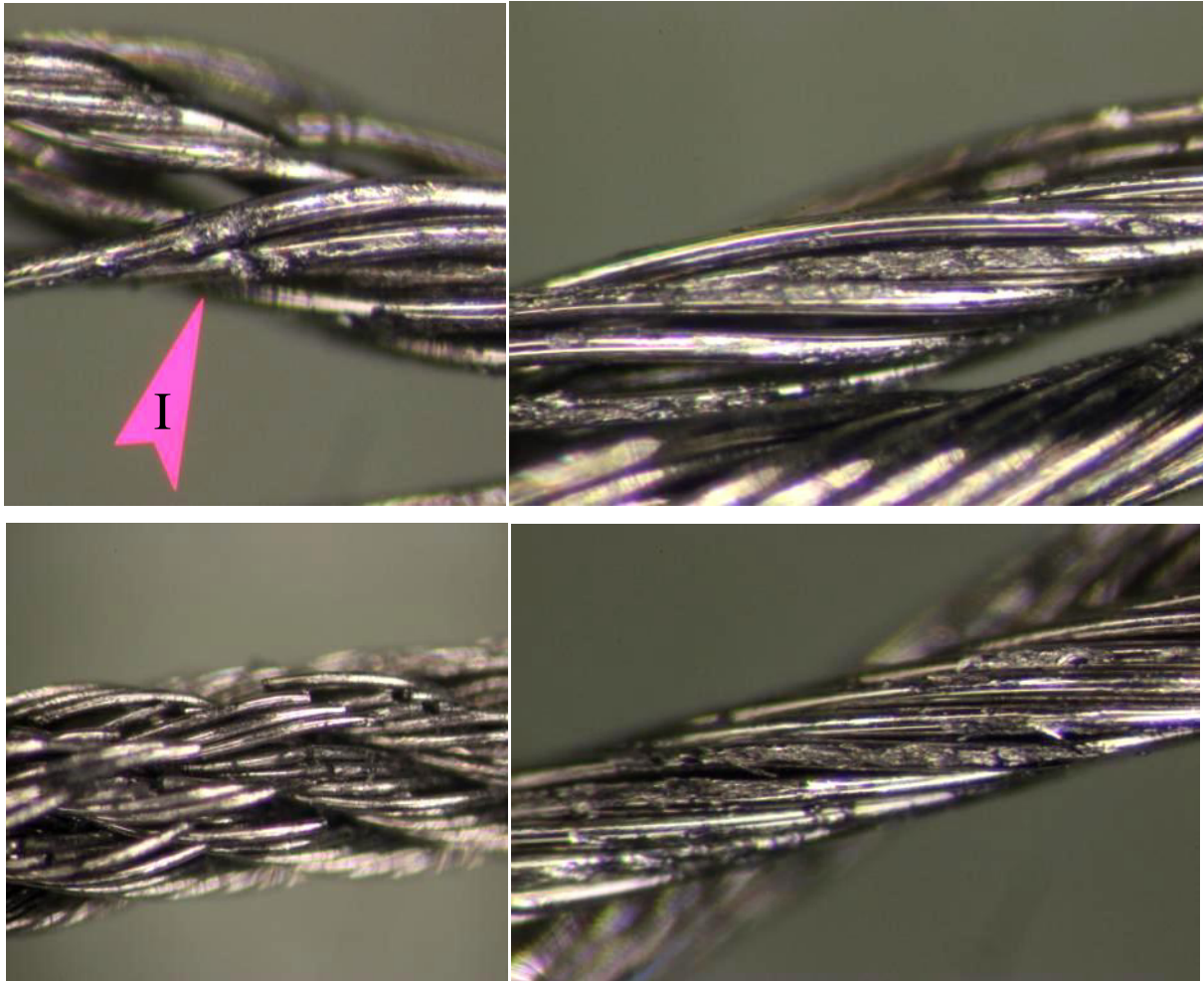


Abbildung 4.34: Schadensbilder Seilprobe [1-2B-11-120]

Die eloxierten Seilrollen, Versuchsreihe [1-2B-11-120], nach Abbildung 4.35 weisen einen nicht stark ausgeprägten rillenförmigen Verschleiß auf. Zusätzlich zur Versuchsreihe [1-2A-16-150] jedoch zur Schlagrichtung des Seils wiederholende querlaufende Riefe.

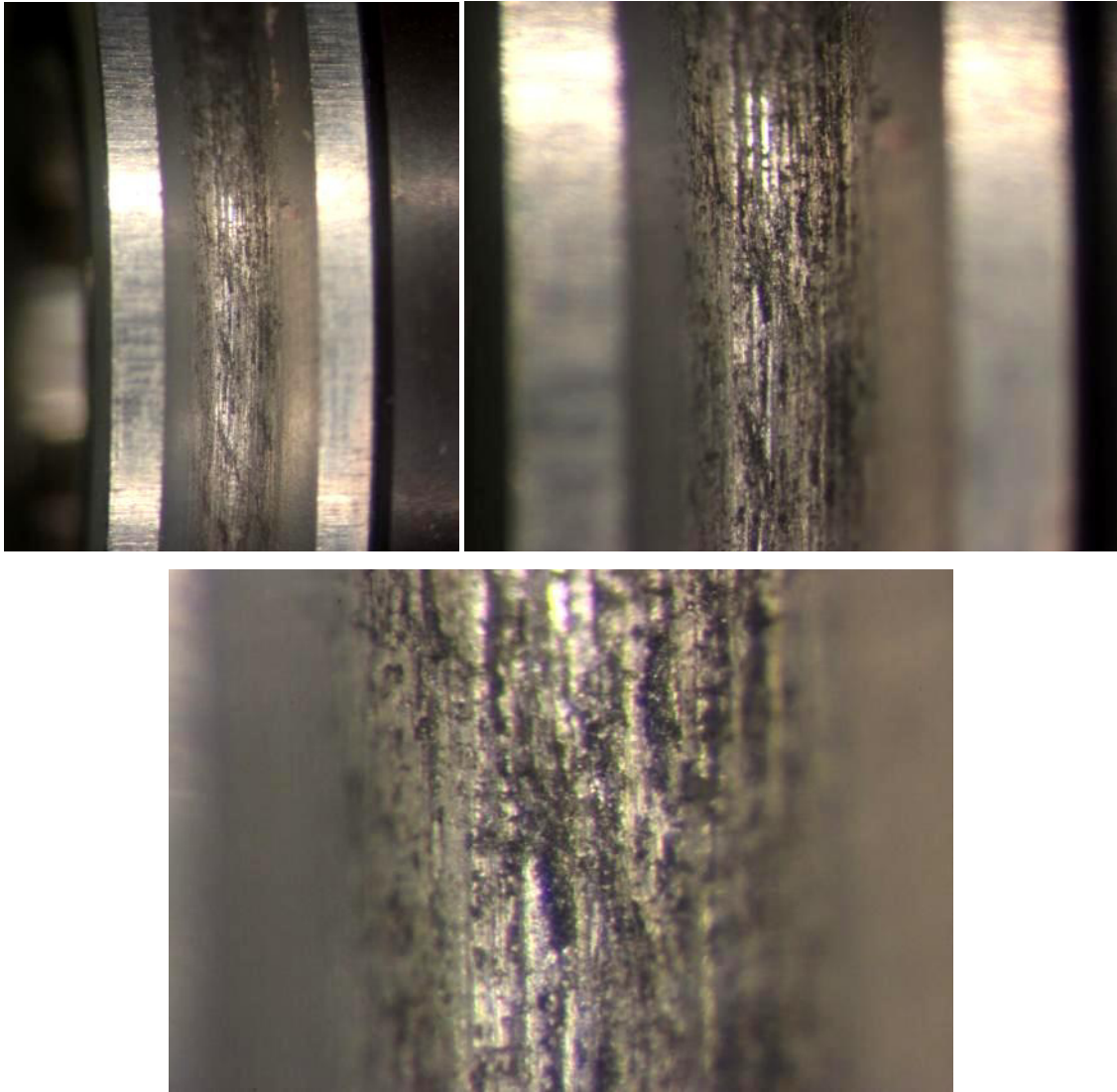


Abbildung 4.35: Schadensbilder Seilrolle [1-2B-11-120]

4.6 Diskussion

Im Folgenden werden alle Ergebnisse hinsichtlich verschiedener Kriterien beurteilt und Zusammenhänge besprochen. Dies beinhaltet die Betrachtung bezüglich der Materialpaarung, verwendetem Schmiermittel, dem Seilrollendurchmesser und dem Umschlingungswinkel, sowie eine Theorie über den Drahtbruch durch Kaltverschweißung.

Hinsichtlich der Materialpaarung sind folgende Erkenntnisse zu erläutern:

1. Sind Seil und Seilrolle unter Hochvakuum von verschiedener Oberflächenhärte, ist aufgrund des erhöhten Reibwerts neben einem adhäsiven Verschleiß, auch ein abrasiver Verschleiß zu verzeichnen. Im Falle eines härteren Seilwerkstoffs bedeutet dies eine mögliche Kontaminierung des Seils durch Mikrospäne des Kontaktpartners.

2. Eine Kontaminierung kann dazu führen, dass die Einzeldrähte und/oder Litzen durch das weichere Material miteinander kaltverschweißen und somit gebunden werden.
3. Sind die Oberflächenhärten der Kontaktpartner ausgeglichen, stellt sich im Falle von eloxierten Seilrollen dennoch ein adhäsiver Verschleiß ein. Jedoch führt diese Kombination zu keiner Kontamination des Seiles. Punkt 2 ist somit auch irrelevant.

Hinsichtlich der Verwendung von Schmiermittel im Seil ist folgendes zu sagen:

1. Eine Reduktion des Reibwertes zwischen den Einzeldrähten des Seils bewirkt eine geringe Lebensdauererhöhung.
2. Zu beachten ist, dass das Schmierfett aufgrund des herrschenden Schnürdrucks herausgepresst wird. Zusätzlich wird das Schmierfett aufgrund von Toträumen innerhalb des Seils durch den Druckunterschied zur Umgebung herausgezogen. Ein Kontakt metallischer Art ist somit nicht ausgeschlossen oder wird durch das Schmierfett nur zum Teil und über einen gewissen Zeitraum gewährleistet.
3. Unter Vibration verstärkt sich der Austritt nochmals.

Die Verwendung unterschiedlicher Seilrollendurchmesser zeigt:

1. Kaltverschweißung und die damit verbundene Lebensdauer eines Seils steigt mit kleiner werdendem Seilrollendurchmesser.
2. Wird ein kleiner Seilrollendurchmesser gewählt so bilden sich neben Umlaufrillen auch Riefen quer zur Laufrichtung, die in ihrer Orientierung dem Schlagwinkel der Seillitzen entsprechen.

Hinsichtlich der Umgebung und Lastsituation sei zu bemerken:

1. Die destruktiven Effekte des Kaltverschweißens durch Materialabtrag und -anhäufung schwächen die Strukturen von Einzeldrähten und können im Vergleich zu Seiltrieben unter Atmosphärendruck eine massive Lebensdauerreduzierung von etwa 41 % herbeiführen.
2. Unter Vibration sind bereits Mikrokrater auf den Einzeldrähten des Seils festzustellen, die Kontakt zu einer Seilrolle haben. Eine geringe Schädigung des Drahtseils ist daher bereits beim Transport nicht auszuschließen.

Hinsichtlich der Umschlingungswinkel gilt folgendes:

1. Erste Erkenntnisse zeigen eine erhöhte Lebensdauer bei kleiner werdendem Umschlingungswinkel.
2. Jedoch sollte die Lebensdauer des Seils unter dessen kritische Winkel untersucht werden, um die Beobachtungen nach Müller [Mue66] (siehe Abbildung 2.6) auch unter Hochvakuum bestätigen zu können.

Insbesondere in Betrachtung der offensichtlich geschädigten Seile, fällt in der Nähe des Bruchs von Einzeldrähten ein Schema auf. Der Bruch entsteht oftmals in der Nähe von Materialanhäufung durch Kaltverschweißung oder unmittelbar danach. Offensichtlich bewirkt das Verbinden mehrerer Drähte, und auch mit den Lagen darunter, eine Bewegungseinschränkung der Einzeldrähte wie in Abbildung 4.36 verdeutlicht.

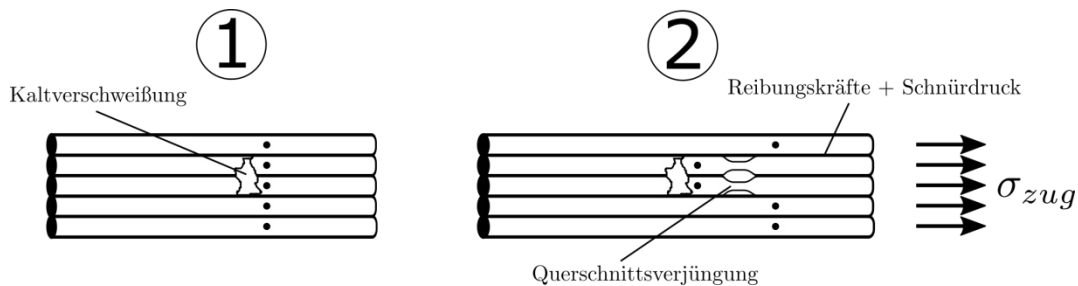


Abbildung 4.36: Theorie zum Drahtbruch aufgrund von Kaltverschweißung

Wird nun erneut eine Zuglast generiert ist es den verbundenen Einzeldrähten nicht mehr möglich sich relativ zueinander zu verschieben. Jedoch ist dies eines der Kriterien, die ein Seil in Zugrichtung belastbar machen. Lokale Spannungsspitzen in der Hauptspannungsrichtung der Einzeldrähte der Kaltverschweißung führen dann, ähnlich einem Zugversuch, zu einer Querschnittsverjüngung und letztendlich zu einem Bruch der einzelnen Drähte.

In Abhängigkeit des Seilrollendurchmessers lässt sich eine seilspezifische Kennlinie der Reibungsbiegesteifigkeit bezogen auf den Seilzugkraftverlust nach Abbildung 4.37 deuten.

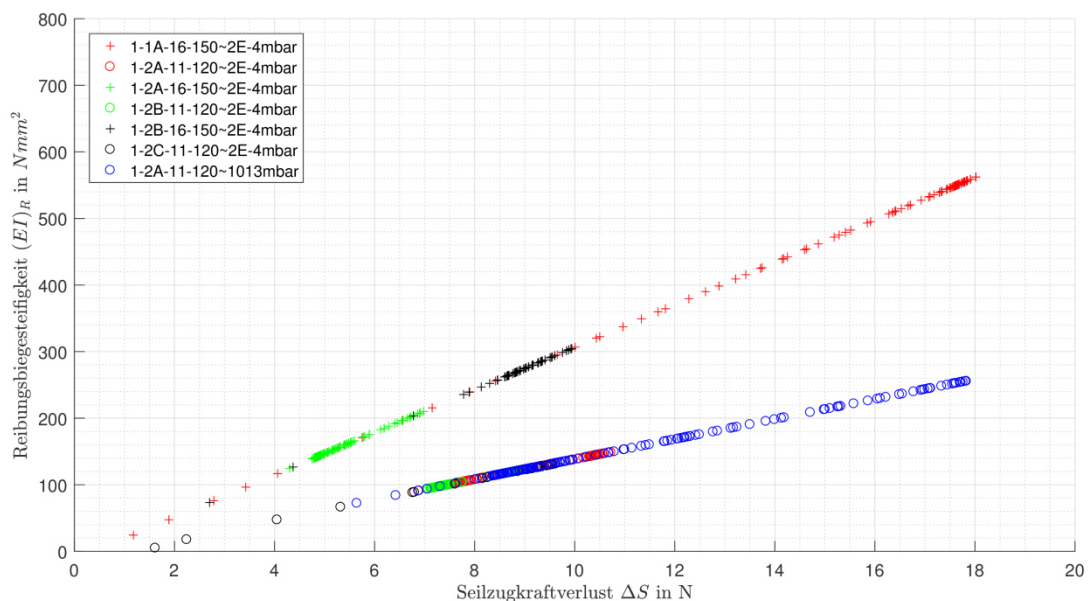


Abbildung 4.37: Seilspezifische Kennlinie der Reibungsbiegesteifigkeit $(EI)_R$ in Abhängigkeit des Seilzugkraftverlustes ΔS

Die Grafik zeigt eine Übereinstimmung aller Versuche in einem linearen Zusammenhang zwischen beiden Größen. Ein leichter Knick ist zudem in der Höhe des elastischen Biegesteifigkeitsanteils von etwa ~ 27 Nmm² des Seils auffällig. Da alle Versuche unterschiedliche Ergebnisse aufwiesen und zudem unter verschiedene Konfigurationen stattfanden, weist dieser

Zusammenhang einen material- oder konstruktionsspezifischen Zusammenhang zwischen der Steifigkeit des Seils und dessen Wirkungsgrad auf, der sich lediglich im Betrag der Reibungsbiegesteifigkeit unterscheidet.

4.7 Bewertung

Basierend auf den durchgeführten Versuchen und der Auswertung der Daten, sowie dem Vergleich der Ergebnisse unter verschiedenen Gesichtspunkten erfolgt eine Bewertung der Eignung von Drahtseilen zum Betrieb von seilbetriebenen Systemen. Zudem werden bisherige Limitationen des Prüfstands erläutert.

In Betrachtung der vorliegenden Ergebnisse wurde festgestellt, dass die Messdaten aller Testreihen eine durchgehende Steigerung der Reibungsbiegesteifigkeit pro Zyklus aufweisen. Des Weiteren wurde mithilfe mikroskopischer Betrachtung der Schweregrad des Verschleißes durch Kaltverschweißung ersichtlich. Auffällig ist dabei, dass die Verringerung des Seilrollendurchmessers den meist förderlichen Einfluss auf die Kaltverschweißung von Metallseilen zeigt. Es wurden massive Lebensdauerreduzierungen festgestellt. Daher ist die Verwendung von Stahlseilen unter Hochvakuum, wie bereits unter Atmosphäre nur unter einem minimal zulässigen Seilrollendurchmesser zu verwenden, wenn strukturschwächende Effekte wie das Kaltverschweißen minimiert werden soll. Entscheidend dazu ist außerdem die Wahl des Seilrollenwerkstoffs, dessen Oberflächenhärte nicht geringer sein sollte als die des Seiles um eine Kontaminierung zu vermeiden. Ein weiterer Faktor besteht in der Berücksichtigung von austretenden Schmierfetten, die im Konstruktionsprozess berücksichtigt werden müssen. Daher ist die Verwendung nach jetzigem Standpunkt nur unter Beschränkungen und konstruktionsspezifischen Aspekten zulässig.

Limitationen des Prüfstands

Im Laufe der ersten Versuchsreihen wurde eine Unsicherheit in der Messmethode festgestellt. So wurde das Kriechverhalten (siehe Abbildung 4.5) des Zylonseils unterschätzt, da es einen großen Einfluss auf die Messergebnisse im Falle einer wegbasierte Regelung aufweist. Durch das Kriechen des Zylons ist daher eine sichere Aussage über wirkende Adhäsionskräfte nicht möglich, da diese vermutlich so klein sind, dass diese vom Vorspannungsverlust überlagert werden. Sobald eine direkte wegbasierte Regelung gewünscht ist, muss eine Kompensation der Längenänderung erfolgen um die Unsicherheit im Prüfstand zu beseitigen bzw. zu minimieren. Im Falle einer kraftgeregelten Messung ist zu beachten, dass der anfängliche Abfall der Reibungsbiegesteifigkeit in den ersten 100 Zyklen wohl eine Folge des Kriechverhaltens des Zylons ist. Diese wird jedoch spätestens bei der Kriechsättigung des Zylons kompensiert.

5. Zusammenfassung und Ausblick

In den vorangegangenen Kapiteln wurde die erstmalige Untersuchung von adhäsiven Effekten durch Kaltverschweißung in Drahtseilen vorgestellt. Hierbei wurden zunächst die theoretischen Grundlagen der Biegesteifigkeitscharakteristiken eines Drahtseiles erörtert. Dabei wurde die Identifikation der markanten Größen durchgeführt, die ausschlaggebend für eine Kaltverschweißung sind und dementsprechend einen Einfluss auf die Biegesteifigkeit eines Drahtseils haben. Es wurde festgestellt, dass die Biegesteifigkeit eine zustandsbedingte Größe ist, die sich durch die Reibung der Drähte eines Seiles, der Seilzugkraft und der Krümmung beschreiben lässt. Aus vorangegangenen Arbeiten wurde hieraus die Biegesteifigkeit durch einen elastischen Anteil und einen reibbedingten Anteil als hinreichend beschrieben. Im Weiteren wurde in Hinblick des nahenden Einsatzes der Spacehand ein applikationsspezifischer Prüfstand konstruiert, aufgebaut und in Betrieb genommen um darüber Aufschluss zu finden, inwiefern sich Kaltverschweißungseffekte bei Drahtseilen beobachten lassen. Auf die Anwendung der Spacehand hin wurden zwei Szenarien definiert, die den Transport, durch Vibration, und den normalen Betrieb, durch entsprechende Lastzyklen, der Hand simulieren sollen. Auf Basis der definierten Szenarien erfolgte die Durchführung unterschiedlicher Testreihen unter Variation von Stoffpaarung, Schmiermittel, Seilrollendurchmesser und Umschlingungswinkel. Mit den gewonnen Messdaten erfolgte daraufhin die Bestimmung des Seilzugkraftverlustes aus der Seilzugkraft, der Seilwegdifferenz und der Ersatzsteifigkeit des Systems. Mithilfe des Seilzugkraftverlustes wurde in Folge dessen der reibbedingte Anteil durch den vorgestellten analytisch-iterativen Ansatz bestimmt und soll als bewertende Größe für den Grad der Kaltverschweißung dienen. Die Messungen zeigten durchgehend eine Steigerung der Reibungsbiegesteifigkeit, folgten aber stets einer material- bzw. konstruktionsbedingten Gesetzmäßigkeit des Seils, die sich in der zustandsbedingten Reibungsbiegesteifigkeit und des Seilwirkungsgrades in Folge des Seilzugkraftverlustes zeigt und beschrieben werden kann. Unter zusätzlicher mikroskopischer Betrachtung der geschädigten Seilproben wurde festgestellt, dass sowohl die Materialpaarung, als auch der effektive Seilrollendurchmesser einen großen Einfluss auf die Kaltverschweißung von Metallseilen hat. Einen sehr geringen Einfluss zeigte hingegen die Verwendung von Schmiermittel in Seilen, da dieses dazu tendiert durch Schnürdruck und Druckunterschiede aufgrund von Toträumen auszutreten und somit keine Schmierwirkung mehr bietet. Abschließend wurde eine Bewertung der Verwendung von Metallseilen in Weltraumroboterhänden formuliert, sodass sich die Verwendung unter minimierten Kaltverschweißungseffekten nur dann eignet, wenn konstruktions- und materialbedingte Faktoren berücksichtigt werden.

Ausblick

Die vorliegenden Ergebnisse stellen nur den Beginn der Untersuchungen von Kaltverschweißung in Drahtseilen vor, sodass in Zukunft weitere Test durchgeführt werden müssen um auf eine eventuell ganzheitliche Beurteilung dieses Phänomens zu schließen. Hierbei sollte sich die Perspektive jedoch nicht einzig auf die Applikation richten, sondern ebenfalls aus einer tribologischen Sichtweise beurteilt werden. Weiterhin ist es denkbar weitere Untersuchung

mit noch niedrigerem Umgebungsdruck durchzuführen, weitere Materialpaarungen oder besser geeignetere Schmiermittel, insbesondere in den Drahtseilen, zu verwenden. Rauigkeitsmessungen der Einzeldrähte pro Lage vor und nach der Nutzung im Vakuum wären ebenfalls sinnvoll, um auf eventuelle Charakteristiken schließen zu können. Zudem ist es notwendig den Prüfstand neu zu konzipieren um den Kriecheinfluss des Zylons zu eliminieren und eventuell durch einen zweiten Antrieb aufzurüsten, sodass realitätsnahe Belastungsfälle der Seile beim Greifen einer Roboterhand simulierbar sind. Eine weitere konzeptionelle Verbesserung für den vorhandenen Prüfstand würde in der Integration eines weiteren Kraftsensors auf der Verlustseite des Seiltriebs bestehen, sodass die Berechnung der Systemersatzsteifigkeit nicht mehr notwendig ist. Das Vorspannelement der Gegenrolle könnte hierfür als Messelement dienen, indem man die verursachte Querkraft auf die Rolle misst, die Folge des Zugs auf das Seil ist.

Ein weiterer Gedanke ist, zu untersuchen, inwiefern die negativen Effekte des Kaltverschweißens vorteilhaft genutzt werden können, um Drahtbrüche innerhalb von metallischen Seilen zu regenerieren, beispielsweise durch speziell legierte Drähte mit einem adhäsionsanfälligen Kern. Hierbei stellt sich die Frage, wie aus bereits durchgeführten Studien zum Verlust des Tragverhaltens eines Seils aufgrund von Drahtbrüchen eine Reibwerterhöhung durch Kaltverschweißung eventuell wieder zu einer Tragfähigkeitssteigerung führen kann, vorausgesetzt das Phänomen des Kaltverschweißens in metallischen Seilen ist weitestgehend begriffen.

6. Anhang

6.1 Herleitungen

Gemeinsame Tangenten zweier Kreise

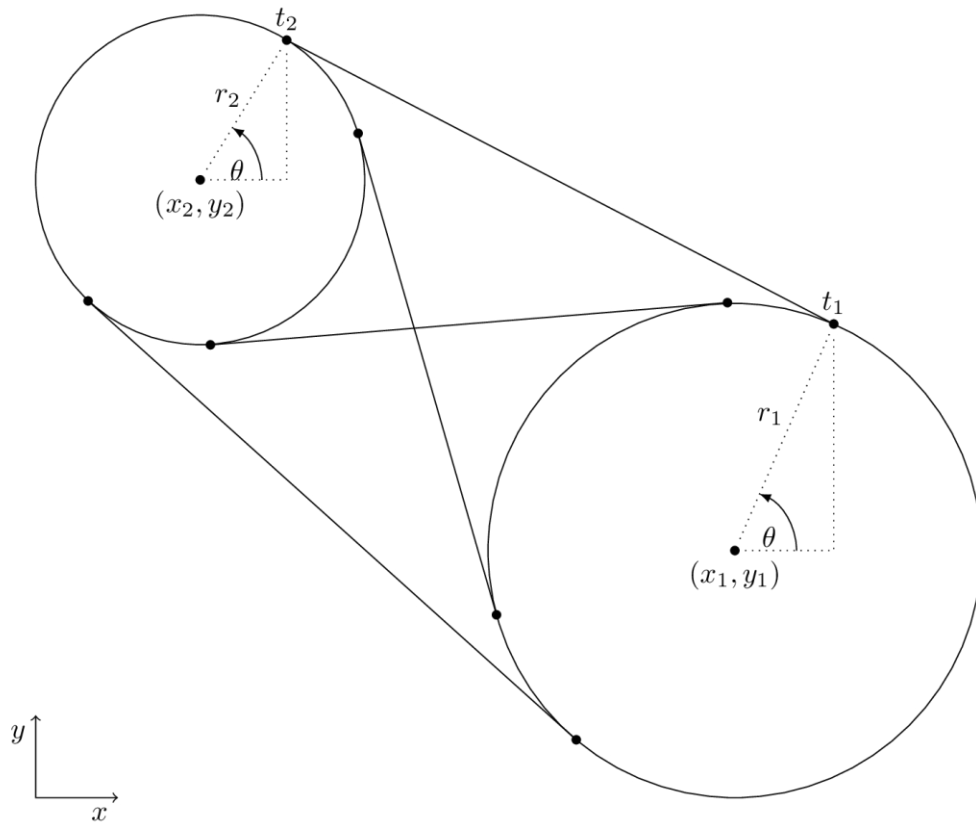


Abbildung 6.1: Zwei gemeinsame innere und äußere Tangenten der beiden Kreise

Die allgemeine Geradengleichung wird definiert als:

$$A \cdot x + B \cdot y + C = 0 \quad (6.1)$$

Umwandlung von (6.1) in die Hessesche Normalform

$$\frac{A}{\sqrt{A^2 + B^2}} \cdot x + \frac{B}{\sqrt{A^2 + B^2}} \cdot y + \frac{C}{\sqrt{A^2 + B^2}} = 0 \quad (6.2)$$

Aus dem trigonometrischen Zusammenhang $\cos(\theta)^2 + \sin(\theta)^2 = 1$ und $\left(\frac{A}{\sqrt{A^2+B^2}}\right)^2 + \left(\frac{B}{\sqrt{A^2+B^2}}\right)^2 = 1$ sowie $c = \frac{C}{\sqrt{A^2+B^2}}$ folgt für (6.2):

$$\cos(\theta) \cdot x + \sin(\theta) \cdot y + c = 0 \quad (6.3)$$

Der Abstand eines Punktes zur einer Gerade lässt sich somit definieren zu:

$$|\cos(\theta) \cdot x + \sin(\theta) \cdot y + c| = d \quad (6.4)$$

Zwei sich nicht schneidende bzw. berührende Kreise ($|r_1 - r_2| < a$) besitzen zwei innere und zwei äußere Tangenten. Der Abstand beider Kreisezentren zur selben Tangente wird jeweils durch (6.4) beschrieben.

$$|\cos(\theta) \cdot x_1 + \sin(\theta) \cdot y_1 + c| = r_1 \quad (6.5)$$

$$|\cos(\theta) \cdot x_2 + \sin(\theta) \cdot y_2 + c| = r_2 \quad (6.6)$$

Je nach Wahl des Vorzeichens für die Kreisradien r_1 bzw. r_2 ergeben sich insgesamt vier Lösungen entsprechend der zwei gemeinsamen inneren sowie äußeren Tangenten. Aus der Subtraktion der Gleichung (6.6) von (6.5) folgt:

$$(x_1 - x_2) \cdot \cos(\theta) + (y_1 - y_2) \cdot \sin(\theta) = \pm r_1 - \pm r_2 \quad (6.7)$$

$$\Delta x \cdot \cos(\theta) + \Delta y \cdot \sin(\theta) = \Delta r \quad (6.8)$$

mit $\cos(\theta) = \frac{e^{i\cdot\theta} + e^{-i\cdot\theta}}{2}$ und $\sin(\theta) = \frac{e^{i\cdot\theta} - e^{-i\cdot\theta}}{2 \cdot i}$:

$$\begin{aligned} \Delta x \cdot \frac{e^{i\cdot\theta} + e^{-i\cdot\theta}}{2} + \Delta y \cdot \frac{e^{i\cdot\theta} - e^{-i\cdot\theta}}{2 \cdot i} &= \Delta r \\ e^{i\cdot\theta} \cdot \left(\frac{\Delta x}{2} - \frac{\Delta y}{2} \cdot i \right) + e^{-i\cdot\theta} \cdot \left(\frac{\Delta x}{2} + \frac{\Delta y}{2} \cdot i \right) &= \Delta r \\ (e^{i\cdot\theta})^2 \cdot \left(\frac{\Delta x}{2} - \frac{\Delta y}{2} \cdot i \right) + \left(\frac{\Delta x}{2} + \frac{\Delta y}{2} \cdot i \right) &= \Delta r \cdot e^{i\cdot\theta} \\ (e^{i\cdot\theta})^2 \cdot \left(\frac{\Delta x}{2} - \frac{\Delta y}{2} \cdot i \right) - \Delta r \cdot e^{i\cdot\theta} + \left(\frac{\Delta x}{2} + \frac{\Delta y}{2} \cdot i \right) &= 0 \\ (e^{i\cdot\theta})^2 - \frac{\Delta r}{\left(\frac{\Delta x}{2} - \frac{\Delta y}{2} \cdot i \right)} \cdot e^{i\cdot\theta} + \frac{\left(\frac{\Delta x}{2} + \frac{\Delta y}{2} \cdot i \right)}{\left(\frac{\Delta x}{2} - \frac{\Delta y}{2} \cdot i \right)} &= 0 \\ (e^{i\cdot\theta})^2 - \frac{2 \cdot \Delta r}{\Delta x - \Delta y \cdot i} \cdot e^{i\cdot\theta} + \frac{\Delta x^2 + \Delta y^2}{(\Delta x - \Delta y \cdot i)^2} &= 0 \end{aligned} \quad (6.9)$$

Unter Anwendung der pq-Formel lassen sich Real- und Imaginärteil der Gleichung separieren:

$$\begin{aligned} (e^{i\cdot\theta})_{1,2} &= \frac{\Delta r}{\Delta x - \Delta y \cdot i} \pm \sqrt{\frac{\Delta r^2}{(\Delta x - \Delta y \cdot i)^2} - \frac{\Delta x^2 + \Delta y^2}{(\Delta x - \Delta y \cdot i)^2}} \\ (e^{i\cdot\theta})_{1,2} &= \frac{\Delta r \pm \sqrt{\Delta r^2 - \Delta x^2 - \Delta y^2}}{\Delta x - \Delta y \cdot i} \\ (e^{i\cdot\theta})_{1,2} &= \frac{\Delta r \pm i \cdot \sqrt{\Delta x^2 + \Delta y^2 - \Delta r^2}}{\Delta x - \Delta y \cdot i} \\ (e^{i\cdot\theta})_{1,2} &= \frac{(\Delta r \pm i \cdot \sqrt{\Delta x^2 + \Delta y^2 - \Delta r^2})}{\Delta x + \Delta y^2} \cdot \Delta x + i \cdot \frac{(\Delta r \pm i \cdot \sqrt{\Delta x^2 + \Delta y^2 - \Delta r^2})}{\Delta x + \Delta y^2} \cdot \Delta y \end{aligned} \quad (6.10)$$

Nach Separation in Real- und Imaginärteil wird die Eulersche Formel ersichtlich, woraus sich die Lösungen für $\cos(\theta)$ und $\sin(\theta)$ ableiten:

$$(e^{i\cdot\theta})_{1,2} = \underbrace{\frac{(\Delta r \cdot \Delta x \mp \Delta y \cdot \sqrt{\Delta x^2 + \Delta y^2 - \Delta r^2})}{\Delta x + \Delta y^2}}_{=\cos(\theta)} + i \cdot \underbrace{\frac{(\Delta r \cdot \Delta y \pm \Delta x \cdot \sqrt{\Delta x^2 + \Delta y^2 - \Delta r^2})}{\Delta x + \Delta y^2}}_{=\sin(\theta)} \quad (6.11)$$

Soll die Anwendung im mathematisch positiven Drehsinn erfolgen, so ist die erste Lösung zu wählen; die zweite Lösung hingegen wenn diese im mathematisch negativen Drehsinn erfolgen soll. Weiter ergibt sich somit für θ :

$$\theta = \text{atan2}(\sin(\theta), \cos(\theta)) \quad (6.12)$$

6.2 Systemparameter

Tabelle 6.7: Konstruktive Parameter

| Parameter | Wert | Einheit |
|----------------------------------|-----------|---------|
| Antriebskoordinaten (x_0, y_0) | (0, 0) | mm |
| Stellradkoordinaten (x_R, y_R) | (-50, 90) | mm |
| Antriebsrollenradius r_0 | 27 | mm |
| Seilrollenradius r_1 | {5.5, 8} | mm |
| Piezobahnradius r_p | 53 | mm |
| Achsabstand Seilrollen a | 20 | mm |

6.3 PTP-Trajektorienberechnung

Im Gegensatz zur Verwendung von fixen Geschwindigkeits- und Beschleunigungskoeffizienten a_1 und a_2 , werden die Koeffizienten auf Basis der Differenz s_e von Zielwinkel $x_t = x(t_e + t_0)$ und aktuellem Winkel $x_0 = x(t_0)$ angepasst. Dies verhindert ein großes Geschwindigkeitsprofil im Falle von großen Winkeldifferenzen.

$$s_e = x_t - x_0 \quad (6.13)$$

$$v_{max} = a_1 \cdot s_e \quad (6.14)$$

$$a_{max} = a_2 \cdot v_{max} = a_2 \cdot a_1 \cdot s_e \quad (6.15)$$

Die Zeitdauer t_a in der beschleunigt wird, t_v mit konstanter Geschwindigkeit gefahren wird und t_e in der abgebremst wird errechnet sich aus:

$$t_a = \left| \frac{2 \cdot v_{max}}{a_{max}} \right| \quad (6.16)$$

$$t_e = \frac{s_e}{v_{max}} + t_a \quad (6.17)$$

$$t_v = t_e - t_a \quad (6.18)$$

Die Bahnkurve und das Geschwindigkeitsprofil wird durch ein Sinoidenprofil nach Abbildung 3.25 beschrieben. Die mathematische Formulierung mit Anfangsbedingung lautet wie folgt:

$$\begin{aligned}
 x(t) = & \begin{cases} x_0 + a_{max} \cdot \left[\frac{(t-t_0)^2}{4} + \frac{t_a^2}{8 \cdot \pi^2} \cdot \left(\cos\left(\frac{2 \cdot \pi \cdot (t-t_0)}{t_a}\right) - 1 \right) \right] & , t \leq t_a + t_0 \\ x_0 + v_{max} \cdot \left(t - t_0 - \frac{t_a}{2} \right) & , t \leq t_v + t_0 \\ x_0 + a_{max} \cdot \left[\frac{t_e \cdot (t-t_0+t_a)}{2} - \frac{(t-t_0)^2 + t_e^2 + 2 \cdot t_a^2}{4} + \frac{t_a^2}{8} \cdot \left(1 - \cos\left(\frac{2 \cdot \pi \cdot (t-t_0-t_v)}{t_a}\right) \right) \right] & , sonst \end{cases} \\
 & x_t
 \end{aligned} \tag{6.19}$$

$$\begin{aligned}
 \dot{x}(t) = & \begin{cases} a_{max} \cdot \left[\frac{(t-t_0)}{2} - \frac{t_a}{4 \cdot \pi^2} \cdot \left(\sin\left(\frac{2 \cdot \pi \cdot (t-t_0)}{t_a}\right) \right) \right] & , t \leq t_a + t_0 \\ v_{max} & , t \leq t_v + t_0 \\ v_{max} - a_{max} \cdot \left[\frac{(t-t_0+t_v)}{2} - \frac{t_a}{4 \cdot \pi} \cdot \left(\sin\left(\frac{2 \cdot \pi \cdot (t-t_0-t_v)}{t_a}\right) \right) \right] & , sonst \end{cases} \\
 & 0
 \end{aligned}$$

7. Literaturverzeichnis

- [Bec16] BECKHOFF: *EtherCat – Systemdokumentation v5.1*. Verl, 2016.
- [Ber15] BERNIS, K.: *Vorlesung - Grundlagen der Robotik*. TU Kaiserslautern, 2015.
- [Car17] CARL STAHL TECHNOCABLES GMBH: *Technocables – Edition No. 6.1*. Süßen, 2017.
- [Ced17] CEDRAT TECHNOLOGIES: *Technisches Datenblatt APA60S v3.5*. Meylan, Frankreich, 2017.
- [CMN01] CAIMI, R., MARGASAHAYAM, R., NAYFEH, J.: *Rocket Launch-Induced Vibration and Ignition overpressure response*. NASA Technical Documents, 2001.
- [Cha11] CHALON, M. et al.: *Dexhand: a Space qualified multi-fingered robotic hand*. IEEE International Conference on Robotics and Automation, 2011.
- [Cha15] CHALON, M. et al.: *Spacehand: a multi-fingered robotic hand for space*. Institute of Robotics and Mechatronics, German Aerospace Center (DLR), 2015.
- [Elm17] ELMO MOTION CONTROL: <http://www.elmomc.com/products/whistle-servo-drive-gold.htm>. Viernheim, 2017.
- [Fey00] FEYRER, K.: *Drahtseile – Bemessung, Betrieb, Sicherheit*. Springer, 2000.
- [FLS70] FEYNMAN, R., LEIGHTON, R., SANDS, M.: *The Feynman Lectures on Physics*. Addison-Wesley Longman, Amsterdam, 1970.
- [For07] FORMULA ONE PRESS RELEASE: *FIA Rules & Regulations Sporting Regulations*. Formula1.com, 2007.
- [For11] FORMULA ONE PRESS RELEASE: *Super Visor – Formula One helmets become even safer*. Formula1.com, 2011.
- [Gie94] GIESECKE, P.: *Dehnungsmeßstreifentechnik*. Vieweg, 1994.
- [Gre14] GREBENSTEIN, M.: *Approaching Human Performance – The Functionality-Driven Awiwi Robot Hand*. Springer, 2014.

- [Hae92] HÄBERLE, B.: *Pressung zwischen Seil und Seilrolle*. Universität Stuttgart, 1992.
- [Hir06] HIRSCHLAND, F. H.: *Über die Formänderung von Drahtseilen*. Polytechnisches Journal Bd. 321 S. 234 und 279, Berlin, 1906.
- [KR13] KEMP, P., REGAN, T.: <https://northessexastro.wordpress.com/2013/06/23/spacecraft-modelmaking-galileo>. Jet Propulsion Laboratory/NASA/ University of Arizona, 2013.
- [Mat17] MATHWORKS: *Matlab/Simulink* - <https://de.mathworks.com>, 2017.
- [Mer07] MERSTALLINGER, A. et al.: *Cold welding in hold down points of space mechanisms due to impact and fretting*. Austrian Institute of Technology und ESA/ESTEC, 2007.
- [Mer09] MERSTALLINGER, A. et al.: *Assessment of cold welding between seperable contact surfaces due to impact and fretting*. Austrian Institute of Technology und ESA/ESTEC, 2009.
- [Mue66] MÜLLER, H.: *Drahtseile im Kranbau*. VDI-Bericht Nr.98 und dhf 12, 1966.
- [OKH14] OZAWA, R., KOBAYASHI, H., HASHIRII, K.: *Analysis Classification and Design of Tendon-Driven Mechanisms*. IEEE Transactions on Robotics 30.2, 2014.
- [Pap95] PAPAILIOU, K.: *Die Seilbiegung mit einer durch innere Reibung, die Zugkraft und die Seilkrümmung veränderliche Biegesteifigkeit*. ETH Zürich, 1995.
- [RC81] RAIBERT, M. H., CRAIG, J. J.: *Hybrid Position/Force Control of Manipulators*. Jet Propulsion Laboratory, California Institute of Technology, Pasadena, 1981.
- [StSa12] STEINHILPER, W., SAUER, B.: *Konstruktionselemente des Maschinenbaus 2 – 7. Auflage*. Berlin-Heidelberg: Springer Vieweg, 2012.
- [Sch97] SCHRAFT, O.: *Die Biegesteifigkeit und der Wirkungsgrad laufender Rundlitzenseile*. Universität Stuttgart, 1997.
- [Sci17] SCIENTIFIC INSTRUMENTS GMBH: *MX200 - Datenblatt*, Gilching, 2017.
- [SDG06] SAID, M. A., DINGWALL, B., GUPTA, A., SEYAM, A. M., MOCK, G., THEYSON, T.: *Investigation of ultra violet (UV) resistance for high strength fibers*. Advances in Space Research, Elsevier Ltd., 2006.

-
- [Toy05] TOYOBO CO. LTD: *Technical Information – ProFiber Zylon*. Osaka, Japan, 2005.